

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

WALDÉRIO DOS ANJOS VASCONCELOS

**METODOLOGIA DE ANÁLISE TERMO-ESTRUTURAL DE BLOCO DE
MOTORES APÓS ADIÇÃO DO SISTEMA DE SOBREALIMENTAÇÃO**

Recife

2018

WALDÉRIO DOS ANJOS VASCONCELOS

METODOLOGIA DE ANÁLISE TERMO-ESTRUTURAL DE BLOCO DE MOTORES
APÓS ADIÇÃO DO SISTEMA DE SOBREALIMENTAÇÃO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Processo e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra
Coorientadora: Prof^a. Dr^a. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva

Recife

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

V331m Vasconcelos, Waldério dos Anjos.

Metodologia de análise termo-estrutural de bloco de motores após adição do sistema de sobrealimentação / Waldério dos Anjos Vasconcelos. - 2018.

157 folhas, il., tabs., abr., siglas e simb.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Coorientadora: Prof^a. Dr^a. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Análise termo-estrutural. 3. Bloco de motores. 4. Cargas nos mancais principais. 5. Critério de fadiga multiaxial. 6. Motores sobrealimentados.

7. Método dos elementos finitos. I. Dutra, José Carlos Charamba (Orientador). II. Silva, Nadège Sophie Bouchonneau da (Coorientadora).

III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-55

Aprovado em: 05 de Fevereiro de 2018

“METODOLOGIA DE ANÁLISE TERMO-ESTRUTURAL DE BLOCO DE MOTORES APÓS ADIÇÃO DO SISTEMA DE SOBREALIMENTAÇÃO”

WALDÉRIO DOS ANJOS VASCONCELOS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof^a. Dr^a. NADÈGE SOPHIE BOUCHONNEAU DA SILVA
COORDINADORA

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. NADÈGE SOPHIE BOUCHONNEAU DA SILVA (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ MARIA ANDRADE BARBOSA (UFPE)

Prof. Dr. RAMIRO BRITO WILLMERSDORF (UFPE)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por chegar até o mestrado e por me ajudar a superar todas as barreiras para chegar ao fim desta etapa da minha vida.

Agradeço aos meus pais, Valderedo Vasconcelos e Madalena Vasconcelos por todo esforço para que eu pudesse ter uma boa educação e por terem me ensinado o valor do estudo. A minha irmã, Walberlena Vasconcelos por todo apoio na minha formação pessoal e educacional.

Agradeço a minha esposa Rebeka Vogeley pela revisão, compreensão, paciência e apoio nesse trabalho e em toda a minha graduação. Apoio esse, muitas vezes escutando horas de reclamação ou aguardando as horas de trabalho nos finais de semana e durante as noites.

Agradeço ao meu orientador pelo apoio na escolha do tema, mesmo sendo esse um novo desafio para todos. E, também, o agradeço pela parceria nesses dois anos de mestrado.

Agradeço a minha coorientadora pelo apoio ao longo do trabalho que sempre se mostrou muito interessada a ajudar.

Agradeço a FCA pelo compartilhamento de diversos dados que foram fundamentais para a construção do trabalho. Em especial, gostaria de agradecer ao Eng. Alisson Muniz pelo compartilhamento da sua experiência, que foi fundamental para a elaboração da metodologia deste trabalho, assim como, na análise dos resultados.

Agradeço aos professores da banca, José Maria Barbosa e Ramiro Willmersdorf pelas contribuições na análise deste trabalho que sem dúvida contribuíram para o seu aprimoramento. Em especial, gostaria de agradecer ao Prof. José Maria que me acompanhou na escalada acadêmica: nas iniciações científicas, no trabalho em congresso e no trabalho de conclusão de curso.

Agradeço a FACEPE pelo apoio financeiro na forma de uma bolsa de estudos (processo BCT-0055-3.05/17) ao longo do desenvolvimento deste trabalho, que está associado a um Convênio de Cooperação Técnico-Científica, Processos SIN-0384-3.05/15 e APQ-1774-3.05/15, entre a FCA (FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil Ltda), FACEPE (Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia do Estado de Pernambuco) e a Universidade Federal de Pernambuco, Coordenado pelo prof. Jorge R. Henríquez do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE.

Agradeço ao grupo de pesquisa Padmec - UFPE pelo apoio no uso do software ANSYS®, que permitiu análises computacionais fundamentais para esse trabalho.

“The Lord is my shepherd, I lack nothing”

(Salmo 23)

RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia completa para análise termo-estrutural de bloco de motores, propondo soluções otimizadas em relação ao custo computacional e a acurácia dos resultados. No trabalho são considerados três grupos de carregamento principais: cargas térmicas, cargas de montagem e cargas de pressão e inércia nos mancais. Para o cálculo das cargas nos mancais, foi proposta uma nova metodologia híbrida com o objetivo de encontrar soluções otimizadas em relação ao custo computacional. Foi utilizada uma metodologia para seleção de casos de carregamento que visasse a redução do número de casos simulados. Para avaliar a integridade do bloco foram utilizados os critérios de falha de Coulomb-Mohr para materiais frágeis (implementado no software ANSYS®) e de fadiga para carregamentos multiaxiais (implementado software FEMFAT®). Comparando as cargas verticais calculadas e os resultados da simulação do software comercial AVL EXCITE™, verificou-se que o modelo apresentou erros que variaram de 0,46 a 5,95 %, considerados baixos quando comparados aos erros de outros modelos analíticos ou semianalíticos. O caso de estudo foi realizado com o projeto de adequação do motor EtorQ EVO 1.6l 16v para sobrealimentação. Com os valores das forças e a aplicação da metodologia, foram selecionados 22 casos de carregamento que posteriormente foram reduzidos para 16 por meio de equivalências. O software ANSYS® foi utilizado no cálculo das tensões do bloco do motor. Quando aplicados os critérios de falha, na parte superior e inferior do bloco ocorreram pequenas regiões com coeficientes de segurança menores que 1,0. Entretanto, para a parte superior, esses baixos valores dos coeficientes foram associados principalmente às tensões sobrestimadas em arestas sem arredondamento. Para a parte inferior, os coeficientes foram considerados aceitáveis por esses estarem subestimados pela não consideração da rigidez do virabrequim na interação com os mancais.

PALAVRAS-CHAVE: Análise termo-estrutural. Bloco de motores. Cargas nos mancais principais. Critério de fadiga multiaxial. Motores sobrealimentados. Método dos elementos finitos.

ABSTRACT

This work presents a full methodology for engine block thermal-structural analysis, proposing optimized solutions with respect to computational time and accuracy. Three different loading groups were considered: thermal load, assembly of components and main bearing loads. To calculate the main bearing loads, a new hybrid methodology was proposed aimed to find an optimized point to save computational time. A methodology to reduce the number of analyzed load cases was used. To evaluate the engine block integrity the failure criteria of Coulomb-Mohr for brittle materials (implemented on ANSYS®) and the fatigue criteria for multiaxial loadings (implemented on FEMFAT®) were applied. When the calculated vertical loads and results from software AVL EXCITE™ were compared, the hybrid model presented errors from 0,46 up to 5,95%. These are low errors comparatively with other analytical and semi-analytical methods. The approach is illustrated with a case study where the integrity of an existing engine is verified due new turbocharging loads. With the calculated loadings and the applied strategy, 22 load cases which later have became 16 by mean of equivalencies. The software ANSYS® was used for engine block stress calculation. When the failure criteria were applied to the block upper and lower section, small regions presented safety factors lower than 1,0. However, the low factors on the upper section were associated mainly to overestimated stress on edges with no fillets. In the lower section, the small safety factors were considered acceptable because in these regions the stiffness of crankshaft-main bearings coupling is not considered.

KEYWORDS: Thermo-structural analysis. Engine block. Main bearing loads. Multiaxial fatigue criteria. Turbocharged engines. Finite element method

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Diagramas P-V (a) e T-S (b) do ciclo Otto ideal	26
Figura 2 – Sistema biela-manivela de motores alternativos	27
Figura 3 - Nomenclatura referente às posições do pistão	28
Figura 4 – Ciclo de quatro tempos.....	29
Figura 5 - Distribuição dos tempos de um MCI de 4 cilindros	30
Figura 6 – Componentes de um motor alternativo	31
Figura 7 – Componentes estruturais de um MCI.....	31
Figura 8 –Bloco de motores.....	32
Figura 9 – Configurações de capas de mancais individuais e em único componente	33
Figura 10 – Seção de um cabeçote com duas válvulas por cilindro	33
Figura 11 – Carter de um motor 4 cilindros em linha	34
Figura 12 – Sistema biela-manivela	34
Figura 13 – Pistão em corte	35
Figura 14 – Biela tipo tradicional	36
Figura 15 – Virabrequim motor 4 cilindros em linha.....	36
Figura 16 – Localização das bronzinas no bloco do motor	37
Figura 17 - Exemplos de parafusos utilizados em motores (a) e conexões roscadas (b)	38
Figura 18 – Comparação do ciclo de um motor sobrealimentado e normalmente aspirado	39
Figura 19 – Funcionamento de um turbocompressor	40
Figura 20 – Métodos usados para resolver problemas das análises de engenharia	42
Figura 21 – Procedimentos para análise por elementos finitos	43
Figura 22 – Modelo matemático e modelo em elementos finitos de um suporte.....	44
Figura 23 – Biela motor 4 cilindros em linha.....	45
Figura 24 – Malha de um mesmo modelo com menos e mais elementos	46
Figura 25 – Malha com refinamento em arestas e faces.....	47
Figura 26 – Elemento triangular quadrático e a respectiva função de forma	47
Figura 27 – Introdução de erros nas etapas da FEA	49
Figura 28 – Gráficos de análise de convergência de deslocamento e tensão	50
Figura 29 – Teoria da tensão de cisalhamento máxima.....	53
Figura 30 – Teoria de energia de distorção	54
Figura 31 – Teoria da tensão normal máxima	55
Figura 32 – Círculos de Mohr para o critério de Coulomb-Mohr frágil.....	56

Figura 33 – Teoria de Coulomb-Mohr	56
Figura 34 – Trinca em um cabeçote de motor a diesel	58
Figura 35 – Tipos de carregamento uniaxiais.....	59
Figura 36 – Diagrama S-N de um aço estrutural	60
Figura 37 – Diagrama de Haigh	61
Figura 38 – Diagrama da metodologia do projeto	68
Figura 39 – Componentes estruturais do motor.....	69
Figura 40 - Numeração dos cilindros e mancais principais.....	70
Figura 41 – Malhas estruturadas.....	71
Figura 42 – Malha não estruturada	72
Figura 43 – Regiões com malha refinada	73
Figura 44 – Mapa térmico STAR-CCM	75
Figura 45 – Dimensões das bronzinas	76
Figura 46 – Curvas de pressão motor EtorQ EVO 1.6l sobrealimentado.....	78
Figura 47 – Sistema biela manivela – características geométricas e diagrama de forças	79
Figura 48 – Movimentos característicos e forças de inércia do sistema biela manivela	82
Figura 49 – Relações geométricas da análise cinemática.....	82
Figura 50 – Distribuição das massas da biela.....	84
Figura 51 – Seção do virabrequim para um cilindro	85
Figura 52 – Sistema das forças de inércia	86
Figura 53 – Sistemas de forças do virabrequim	87
Figura 54 – Sistemas de força no virabrequim para o cilindro 2.....	87
Figura 55 - Diagrama método estaticamente e determinado e indeterminado	88
Figura 56 – Coeficientes de influência para as forças no cilindro 1 e 2.....	90
Figura 57 – Decomposição de sistema estaticamente indeterminado em vigas simples	93
Figura 58 – Determinação dos coeficientes de influência com elementos de viga.	94
Figura 59 – Modelos do virabrequim e bronzinas considetados nas análises FEA.....	94
Figura 60 – Carregamentos considerados nas simulações FEA	95
Figura 61 – Reações verticais e horizontais nas superfícies fixas das bronzinas	96
Figura 62 – Curva de pressão do motor EtorQ EVO 1.8l para a rotação de 3500rpm.....	97
Figura 63 – Forças atuantes no virabrequim ao longo de um ciclo para o cilindro 1.....	98
Figura 64 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 1	99
Figura 65 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 2	99
Figura 66 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 3	99

Figura 67 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 4 ...	100
Figura 68 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 5 ...	100
Figura 69 – Comparação das cargas verticais dos cilindros 1 e 2 em diferentes modelos	102
Figura 70 – Cargas verticais e horizontais nas rotações 4000 e 5750rpm no mancal 1	104
Figura 71 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 2	104
Figura 72 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 3	104
Figura 73 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 4	105
Figura 74 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 5	105
Figura 75 – interação ente componentes através de contatos	106
Figura 76 – Superfícies de contato entre os parafusos e componentes e entre o bloco e cabeçote	107
Figura 77 – Contatos das superficies externas e das espessuras das bronzinas.....	108
Figura 78 – Pontos de restrição de movimento no eixo Z	110
Figura 79 - Arestas de restrição de movimento nos eixos Y e X	111
Figura 80 – Diagrama dos passos de carregamento considerados nas análises.....	113
Figura 81 – Casos de carregamento selecionados apresentados para o cilindro 1	114
Figura 82 – Aplicação da ferramenta pretension no parafuso de fixação do sub-bloco.....	116
Figura 83 – Mapa térmico após importação para o ANSYS® <i>Mechanical</i>	116
Figura 84 – Aplicação das cargas dos mancais principais na simulação FEA	117
Figura 85 - Diagrama do processo de análise do módulo <i>TransMAX</i> - FEMFAT®	120
Figura 86 – Modelo MEF considerado na análise de fadiga no FEMFAT®	121
Figura 87 – Curva S-N para o ferro fundido GH190.....	122
Figura 88 – Diagrama de Haigh para o ferro fundido GH190.....	122
Figura 106 – Configurações de malha.....	124
Figura 107 – Convergência de malha parte superior do bloco	125
Figura 108 – Convergência de malha Mancal 2	125
Figura 109 – Convergência de malha Mancal 1	126
Figura 89 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos de fixação do cabeçote para diferentes casos de carregamento	127
Figura 90 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos de fixação dos mancais e do sub-bloco	128
Figura 91 – Distribuição das tensões principais mínimas nas bronzinas	129
Figura 92 – Distribuição das tensões principais máximas para o carregamento de montagem	130

Figura 93 – Distribuição das tensões principais máximas na parte superior do bloco para o carregamento de montagem.....	131
Figura 94 – Distribuição das tensões principais máximas nas partes inferior e superior dos mancais	131
Figura 95 – Distribuição geral das tensões principais mínimas para o carregamento de montagem	132
Figura 96 – Distribuição em detalhe das tensões principais mínimas para o carregamento de montagem	132
Figura 97 – Distribuição das tensões principais máximas na parte superior do bloco para o carregamento de temperatura.....	133
Figura 98 – Distribuição das tensões principais máximas nas regiões internas das nervuras da parte superior dos cilindros para o carregamento de temperatura	133
Figura 99 – Distribuição das tensões principais máximas nas partes inferior e superior dos mancais para o carregamento de temperatura.....	134
Figura 100 – Distribuição das tensões principais máximas nas regiões entre os cilindros para o carregamento de temperatura.....	134
Figura 101 – Distribuição das tensões principais mínimas na parte superior dos cilindros e nas regiões internas das nervuras para o carregamento de temperatura	135
Figura 102 – Distribuição das tensões principais mínimas nas bases dos cilindros e nas regiões dos apoios dos mancais para o carregamento de temperatura	135
Figura 103 – Distribuição das tensões principais máximas na parte inferior do mancal 2 para o carregamento VP2	136
Figura 104 – Distribuição das tensões principais máximas na parte superior do mancal 2 para o carregamento VI2	137
Figura 105 – Distribuição das tensões principais máximas nas regiões de restrição de movimento	137
Figura 110 – Coeficientes de segurança para a parte superior do bloco	139
Figura 111 – Coeficientes de segurança para as nervuras nos cilindros 2 e 3.....	140
Figura 112 – Coeficientes de segurança para as faces internas das nervuras nos cilindros 2 e 3	140
Figura 113 – Coeficientes de segurança para as bases dos alojamentos dos parafusos do cabeçote lado da admissão.....	141
Figura 114 – Coeficientes de segurança para as bases dos alojamentos dos parafusos do cabeçote lado da exaustão.....	141

Figura 115 – Coeficientes de segurança para o mancal 3 sob os carregamentos VP3 e LD3	142
Figura 116 – Coeficientes de segurança para o mancal 1 sob os carregamentos VP1 e VI1	142
Figura 117 – Coeficientes de segurança para o mancal 2 sob os carregamentos VP2 e VI2	143
Figura 118 – Coeficientes de segurança para o mancal 3 sob os carregamentos VP3 e V3.	143
Figura 119 – Coeficientes de segurança para a parte inferior do mancal 2 sob o carregamento VP2	144
Figura 120 – Coeficientes de segurança para o furo de lubrificação do mancal 3 sob o carregamento LD3.	144
Figura 121 – Visão geral dos coeficientes de segurança à fadiga para o bloco	145
Figura 122 – Coeficientes de segurança para o mancal 1.....	146
Figura 123 – Coeficientes de segurança para o mancal 2.....	146
Figura 124 – Coeficientes de segurança para o mancal 3.....	146
Figura 125 – Coeficientes de segurança para o mancal 4.....	147
Figura 126 – Coeficientes de segurança para o mancal 5.....	147
Figura 127 – Coeficientes de segurança para a parte superior dos mancais.....	148

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Diferentes tipos de elementos finitos	48
Tabela 2 – Detalhes das malhas dos componentes	72
Tabela 3 – Cargas axiais aplicadas nos conjuntos de parafusos.....	77
Tabela 4 – Características do motor do sistema biela manivela	97
Tabela 5 – Resumo comparativo das cargas máximas em cada mancal	101
Tabela 6 - Comparação dos erros cargas verticais em relação aos resultados do AVL EXCITE™	103
Tabela 7 – Propriedades mecânicas dos materiais considerados nas análises.....	106
Tabela 8 – Relação dos contatos utilizados nas simulações	109
Tabela 9 – Resumo dos casos de carregamento selecionados e as equivalências estabelecidas	115
Tabela 10 – Resumo das cargas verticais e horizontais consideradas nos passos de carregamento das análises	118
Tabela 11 – Propriedades de resistência a fadiga estabelecidas para o ferro fundido GH190121	
Tabela 12 – Número de elementos e nós por malha.....	124

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AT – Análise térmica

BCM – Teoria de Coulomb-Mohr frágil

CAD - *Computer aided design*

CAE – *Computer aided engineering*

CFD – *Computational fluid dynamic*

CS – Coeficiente de segurança

DE – Teoria da energia de distorção

FACEPE - Fundação de Amparo a Ciência e Tecnologia de Pernambuco

FCA – Fiat Chrysler Automobiles

FEA – *Finite Element Analysis*

LD – Máxima carga lateral direita no mancal

LE – Máxima carga lateral esquerda no mancal

MBS – *Multi body simulation*

MCI – Motores de combustão interna

MEF – Método dos elementos finitos

MF – Montagem fria

MNS – Teoria da tensão normal máxima

MQ – Montagem quente

MSS – Teoria da tensão de cisalhamento máxima

NA – Normalmente aspirado

NVH – *Noise vibration and harshness*

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

SAE – *Society of Automotive Engineers*

UFPE – Universidade Federal de Pernambuco

VI – Máxima carga vertical de inércia no mancal

VP – Máxima carga vertical de pressão no mancal

LISTA DE SÍMBOLOS

V_d – Cilindrada total

D – Diâmetro

r_v – Relação volumétrica

V_1 – Volume total por cilindro

V_2 – Volume morto

σ_e – Tensão equivalente de von Mises

S_{yt} – Limite de resistência ao escoamento para tração

S_{yc} – Limite de resistência ao escoamento para compressão

S_{ut} – Limite de resistência a ruptura para tração

S_{uc} – Limite de resistência a ruptura para compressão

F_S – Fator de segurança

R – Razão das tensões alternadas

σ_{min} – Tensão mínima em um ciclo

σ_{max} – Tensão máxima em um ciclo

S_e – Limite de resistência a fadiga

σ_a – Tensão alternada

σ_m – Tensão média

α – Ângulo do virabrequim

β – Ângulo entre o eixo do virabrequim e o eixo do cilindro

r – Raio da manivela

l – Comprimento de centro a centro da biela

λ – Relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela

F_{Gas} – Força dos gases

p_{cil} – Pressão dos gases no cilindro

F_{BP_y} – Componente vertical da força de reação biela-pistão

F_N – Força normal impressa pela parede do cilindro

F_{BP_x} – Componente horizontal da força de reação biela-pistão

F_{BP} – Força de reação biela-pistão

F_p – Força de pressão

s – Deslocamento do pistão

v – Velocidade do pistão

ω – Velocidade angular do virabrequim

a_{osc} – Aceleração de oscilação do pistão

a_{rot} – Aceleração de rotação

F_{pist} – Força de inércia do conjunto do pistão

m_{pist} – Massa do conjunto do pistão

m_{biel} – Massa da biela

$m_{biel_{osc}}$ – Massa oscilante da biela

$m_{biel_{rot}}$ – Massa rotacional da biela

$F_{biel_{osc}}$ – Força de inércia de oscilação da biela

$F_{biel_{rot}}$ – Força de inércia a de rotação da biela

m_{br} – Massa do braço do virabrequim

$m_{eq_{br}}$ – Massa equivalente do braço em relação ao CG do virabrequim

r_{br} – Raio de giro do braço

$F_{virb_{rot}}$ – Força de inércia de rotação do virabrequim

$F_{conp_{rot}}$ – Força de inércia de rotação do contrapeso

F_{osc} – Força de inércia total de oscilação do sistema virabrequim

F_{rot} – Força de inércia rotação da biela e virabrequim

$F_{BV_{osc}}$ – Força de oscilação exercida pela biela no virabrequim

F_{vb} – Força sob o eixo virabrequim

F_r – Força radial em relação ao virabrequim

F_t – Força tangencial em relação ao virabrequim

T – Torque sistema equivalente

F_{Ci} – Força aplicada na seção do virabrequim associada ao cilindro i

ρ_{ij} – Coeficientes de influência da força associada ao cilindro i sobre o mancal j

b_j – Mancal número j

F_{bij} – Força sobre o mancal j devido a força associada ao cilindro i

F_{bj} – Carga total atuante sobre o mancal j

Fb – Vetor das cargas nos mancais

F_c – Vetor das forças associadas aos cilindros

IC – Matriz dos coeficientes de influência

IC_r – Matriz dos coeficientes de influência para forças radiais

IC_t – Matriz dos coeficientes de influência para forças tangenciais

Fr – Vetor das forças radiais

Ft – Vetor das forças tangenciais

Fb_r – Vetor das cargas nos mancais devido às forças radiais

Fb_t – Vetor das cargas nos mancais devido às forças tangenciais

Fb_x – Vetor das cargas nos mancais componentes horizontais

Fb_y – Vetor das cargas nos mancais componentes verticais

IC^{ED} – Matriz dos coeficientes de influência método estaticamente determinado

IC^{EI} – Matriz dos coeficientes de influência método estaticamente indeterminado

IC_r^{EV} – Matriz dos coeficientes de influência para forças radiais método elementos de viga

IC_t^{EV} – Matriz dos coeficientes de influência para forças tangenciais método elementos de viga

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO, JUSTIFICATIVA E OBJETIVOS	22
1.1	INTRODUÇÃO	22
1.2	PROJETO DE ADEQUAÇÃO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6L.....	24
1.3	OBJETIVOS	24
1.3.1	Geral.....	24
1.3.2	Específicos.....	24
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	25
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	26
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)	26
2.1.1	Motores alternativos e seu funcionamento	27
2.1.2	Nomenclatura dos principais componentes	30
2.1.2.1	Componentes estruturais	31
2.1.2.2	Sistema biela-manivela	34
2.1.2.3	Mancais de deslizamento principais	37
2.1.2.4	Parafusos de fixação.....	37
2.1.3	Sobrealimentação	38
2.1.3.1	Turbocompressor	40
2.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	41
2.2.1	Definições	41
2.2.2	Análise por elementos finitos	41
2.2.3	Malhas	44
2.2.4	Erros.....	48
2.2.4.1	Erro de discretização	49
2.3	CRITÉRIOS DE FALHA	51
2.3.1	Critérios independentes do tempo	52
2.3.1.1	Tensão de cisalhamento máxima	52

2.3.1.2	Energia de distorção.....	53
2.3.1.3	Tensão normal máxima.....	54
2.3.1.4	Coulomb-Mohr frágil.....	55
2.3.2	Critérios dependentes do tempo	57
2.3.2.1	Fadiga.....	57
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	63
4	METODOLOGIA	68
4.1	INTRODUÇÃO	68
4.2	MODELAMENTO CAD	69
4.3	MODELAMENTO MEF	70
4.4	CÁLCULO DE CARGAS	74
4.4.1	Cálculo dos esforços devido a carga térmica	74
4.4.2	Carga devido a montagem.....	75
4.4.3	Cargas de Combustão e inércia	77
4.4.3.1	Forças de pressão e inércia.....	79
4.4.4	Cargas sobre os mancais principais do bloco	87
4.4.4.1	Estado da arte (metodologias disponíveis).....	88
4.4.4.2	Metodologia proposta	89
4.4.4.3	Validação do modelo proposto	96
4.4.5	Cargas para o motor sobrealimentado.....	103
4.5	CONDIÇÕES DE CONTORNO E APLICAÇÃO DE CARGAS	105
4.5.1	Material.....	105
4.5.2	Contatos	106
4.5.3	Restrição de movimentos.....	109
4.5.4	Aplicações de cargas	111
4.5.4.1	Seleção dos casos de carregamento	111
4.5.4.2	Carregamento de montagem	115

4.5.4.3	Carregamento térmico.....	116
4.5.4.4	Carregamento dos mancais	117
4.6	SOLUÇÃO	118
4.7	PÓS-PROCESSAMENTO.....	119
4.7.1	Tensões (critério de Coulomb-Mohr).....	119
4.7.2	Fadiga.....	120
4.7.2.1	Análise FEMFAT® TransMAX	121
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	123
5.1	HARDWARE UTILIZADOS E CUSTO COMPUTACIONAL.....	123
5.2	CONVERGÊNCIA DE MALHA	123
5.3	ANÁLISE DOS COMPONENTES ACOPLADOS	126
5.3.1	Parafusos de fixação cabeçote/bloco.....	127
5.3.2	Parafusos de fixação mancais/bloco e sub-bloco/bloco	128
5.3.3	Bronzinas	128
5.4	ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DAS TENSÕES FRENTE AOS CARREGAMENTOS.....	129
5.4.1	Carregamento de montagem.....	130
5.4.2	Carregamento de temperatura	132
5.4.3	Máxima carga vertical de pressão	135
5.4.4	Máxima carga vertical de inércia	136
5.4.5	Restrições de movimento	137
5.4.6	Áreas críticas	138
5.5	CRITÉRIO DE COULOMB-MOHR.....	138
5.5.1	Parte superior do bloco do motor	139
5.5.2	Parte inferior do bloco do motor	142
5.6	CRITÉRIO DE FADIGA.....	145
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	149

6.1	TRABALHOS FUTUROS	151
	REFERÊNCIAS	152

1 INTRODUÇÃO, JUSTIFICATIVA E OBJETIVOS

1.1 INTRODUÇÃO

Desde o acordo entre a comissão europeia e a indústria automobilística para se reduzir a emissão de CO_2 em novos carros de passeio em 2008, a busca por um consumo de combustível mais eficiente vem guiando o desenvolvimento de motores de combustão interna na indústria automotiva. Não há uma forma única e fácil para se alcançar a redução das emissões, em especial para os motores a gasolina com ignição por centelha (STEPHENSON, 2009). Várias tecnologias vêm sendo aplicadas, dentre elas a mais desenvolvida é o uso do motor com sobrealimentação através de um turbocompressor (HOUNTALAS, *et al.*, 2007). A sobrealimentação tem como objetivo introduzir mais ar e combustível para dentro do cilindro e com isso obter maior potência (MAHMOUDI, *et al.*, 2017). Apesar de não ser uma novidade, o uso de motores sobrealimentados ganhou novo destaque com o uso da hibridização de motores, como utilizada por Hountalas *et al.*(2007). A ideia da hibridização de motores é permitir que as energias residuais dos gases de escape, da desaceleração e de rotação estabilizada sejam melhores aproveitadas com o uso integrado de turbocompressor e gerador de energia elétrica.

Na busca por maior eficiência dos motores, esses são expostos a situações cada vez mais severas de funcionamento, e com exigência cada vez maiores por redução de peso da estrutura. Isso torna o projeto ou adequações de motores de combustão interna uma tarefa complexa com implicações em diversas áreas de conhecimento. Uma área fundamental no projeto de motores é a avaliação dos componentes estruturais.

Motores sobrealimentados têm um aumento no desempenho e este aumento implica em um aporte térmico e pressão maiores sobre a estrutura encarregada da transformação de movimento. Dentre os componentes que são expostos a um aumento nos esforços, o bloco é uma das partes mais importantes e as suas características de tensão e deformação são fundamentais para trabalho e durabilidade adequados do motor. Durante o funcionamento, o bloco é exposto a temperaturas elevadas enquanto grandes esforços mecânicos são aplicados, portanto análises termo-estruturais são geralmente empregadas para avaliação da sua integridade.

No projeto de bloco de motores três grupos de carregamento são os principais a serem considerados: cargas térmicas, cargas de montagem e cargas de pressão e inércia nos mancais. As cargas térmicas são avaliadas a partir da distribuição de temperaturas no motor, as cargas de

montagem estão relacionadas principalmente aos parafusos de fixação de outros componentes no bloco e às bronzinas. As cargas nos mancais estão relacionadas a pressão de combustão nos cilindros e a inércia do sistema de transformação de movimento. Os carregamentos de pressão e inércia nos mancais talvez representem as cargas mais críticas a serem consideradas no projeto de bloco de motores, devido à complexidade no cálculo e a variação das cargas ao longo de um ciclo. Uma vez que as cargas nos mancais são diferentes entre si e variam de forma contínua ao longo do funcionamento do motor, é fundamental a seleção de casos críticos de carregamento que possam representar adequadamente os esforços no bloco.

Devido a geometria complexa e aos diferentes tipos de carregamento a que o bloco é exposto, a análise da sua integridade estrutural não é uma tarefa simples. Diferentes critérios podem ser utilizados para as diferentes regiões do bloco, considerando os carregamentos independentes ou dependentes do tempo.

Nos processos atuais de desenvolvimentos de motores as tecnologias mais utilizadas são baseadas no conceito de CAE (Computer Aided Design) que inclui simulações baseadas no Método dos Elementos Finitos (Finite Element Method– FEM), e na Dinâmica dos Fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics – CFD). Sendo estas indicadas principalmente para estruturas complexas, como o caso de um motor.

Apesar das cargas nos mancais do bloco poderem ser determinadas com precisão em softwares comerciais (alto custo computacional), neste trabalho será proposta uma nova metodologia híbrida (analítica com simulações baseadas no MEF) com o objetivo de encontrar uma solução otimizada em relação ao tempo de resposta, ao custo computacional e acurácia. Outro fator determinante no tempo computacional das análises de bloco de motores está relacionado aos casos de carregamento considerados. Neste trabalho será utilizada uma metodologia para seleção de casos de carregamento que vise a redução do número de casos simulados, mas apesar da quantidade reduzida, não afete substancialmente os resultados esperados.

Por fim, para avaliar a integridade do bloco frente aos carregamentos apresentados pelas metodologias propostas, foram utilizados os critérios de falha de Coulomb-Mohr e de fadiga.

1.2 PROJETO DE ADEQUAÇÃO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6L

Foi utilizado como estudo de caso para a metodologia proposta no trabalho a análise termo-estrutural do bloco do motor EtorQ EVO 1.6l 16v, após adição de um sistema de sobrealimentação.

Dentro de um atual cenário de desafios tecnológicos no desenvolvimento de motores, a *Fiat Chrysler Automobiles* – FCA e a Universidade Federal de Pernambuco - UFPE estão juntas em um projeto de pesquisa e desenvolvimento tecnológico, com apoio da FACEPE (Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia de Pernambuco), cujo foco é o problema tecnológico de adequação do motor EtorQ EVO 1.6L 16v às novas tecnologias de motores híbridos, tendo como elemento desafiador a busca por maior economia de combustível, maior potência e menores índices de emissão.

Sendo o projeto de motores de combustão interna uma tarefa complexa, o projeto FCA – UFPE possui equipes de pesquisa em diferentes temas: análise fluidodinâmica 1D, análise fluidodinâmica tridimensional e análise estrutural. Contudo, todas as análises são complementares em prol do objetivo de adequação do motor EtorQ.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Geral

Apresentar uma metodologia completa para análise termo-estrutural de bloco de motores, propondo soluções otimizadas em relação ao custo computacional e a acurácia dos resultados.

1.3.2 Específicos

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Aplicação de uma metodologia de baixo custo computacional para o cálculo das cargas nos mancais;
- Aplicação de uma metodologia para seleção de casos de carregamentos que reduza o custo computacional das análises, mas que possua boa representatividade do comportamento da estrutura;
- Obtenção das tensões e deformações dos componentes estruturais dos motores através de simulações com base no MEF;

- Efetuar o pós-processamento das tensões e aplicar os critérios de falhas estabelecidos;
- Avaliação dos coeficientes de segurança da estrutura e conclusão sobre a integridade do bloco.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Nesse capítulo foram apresentados uma contextualização sobre o tema do trabalho e os objetivos gerais e específicos. No capítulo 2 é realizada uma revisão dos principais assuntos para uma compreensão adequada do trabalho. O 3 é composto de uma revisão de trabalhos publicados no tema abordado que antecedem o presente estudo. No capítulo 4 são apresentadas em detalhes as metodologias utilizadas para os cálculos das cargas, seleções de casos de carregamento, aplicação das condições de contorno e aplicação dos critérios de falha. O 5 apresenta e discute os resultados obtidos para o estudo de caso realizado, no referente às tensões, os critérios de falha e a análise de convergência de malha. No capítulo 6 são apresentadas as conclusões em relação à metodologia e os resultados do estudo de caso. Ainda nesse capítulo, são feitas sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

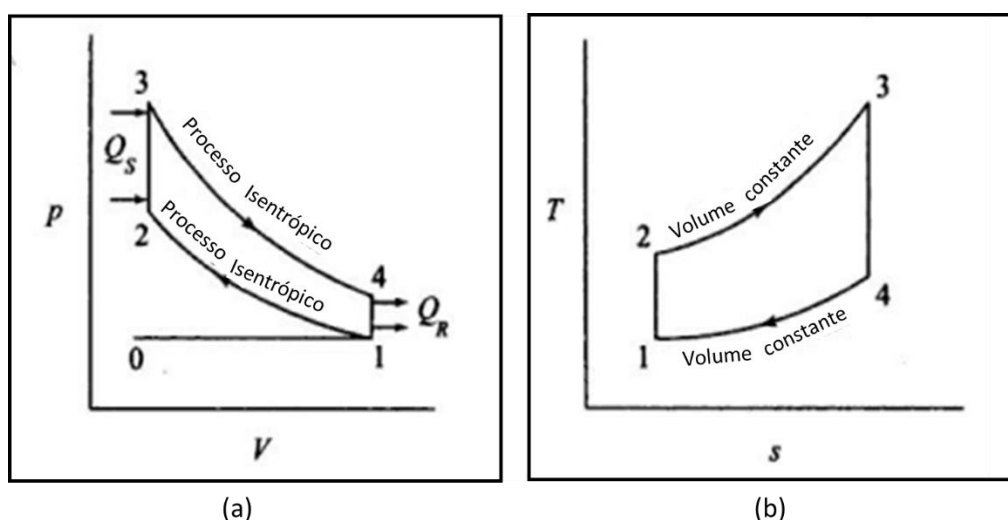
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

Assim como as demais máquinas térmicas, os motores de combustão interna transformam calor em trabalho. O calor é proveniente da energia química contida nos combustíveis que é liberada na combustão (TAYLOR, 1985). Diferentemente dos motores de combustão externa, nos MCI a queima/oxidação do combustível se dá dentro do próprio motor, mais precisamente pode-se dizer que a mistura ar-combustível e os produtos da combustão, que formam o fluido ativo, estão em contato direto com os componentes mecânicos que fazem a conversão em trabalho (HEYWOOD, 1988).

Os motores de combustão interna que irão ser abordados nesse trabalho serão os Motores de ignição por faísca (MIF), também chamados de motores ciclo Otto. Nesses motores, para que ocorra a inflamação da mistura ar-combustível é necessária uma faísca gerada nos eletrodos de uma vela (BRUNETTI, 2012).

Na Figura 1 abaixo são apresentados os diagramas P-V (Pressão x Volume) e T-S (Temperatura x Entropia) do ciclo Otto ideal.

Figura 1 – Diagramas P-V (a) e T-S (b) do ciclo Otto ideal



Fonte: Adaptado de (GANESAN, 2003)

O processo 1-2 representa uma compressão isentrópica do ar. Durante o processo 2-3 calor é fornecido de forma reversível a volume constante. Nos motores reais o processo 2-3 corresponde à ignição por centelha e a combustão. Os processos 3-4 e 4-1 representam a

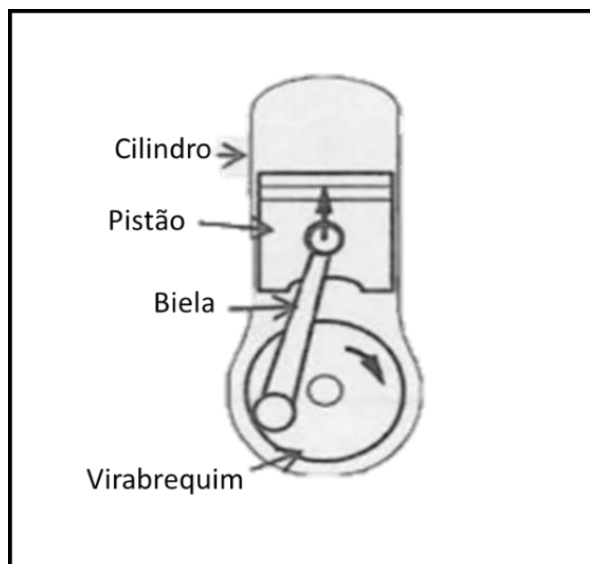
expansão isentrópica e rejeição de calor a volume constante, respectivamente (GANESAN, 2003).

Outro grupo importante de MCI, mas que não serão abordados aqui, são os motores de combustão espontânea ou motores ciclo Diesel.

2.1.1 Motores alternativos e seu funcionamento

Para se conseguir a conversão da energia térmica em trabalho, os componentes do motor podem ser dispostos em diferentes sistemas com diferentes soluções, mas sem dúvida, o sistema biela-manivela (Figura 2), dos motores alternativos, é o mais comum. Nesses motores, quando ocorre a combustão, há consequentemente um aumento da pressão deslocando assim o pistão dentro do cilindro. Por sua vez, o pistão está conectado a um sistema biela-manivela que faz o eixo virabrequim do motor girar.

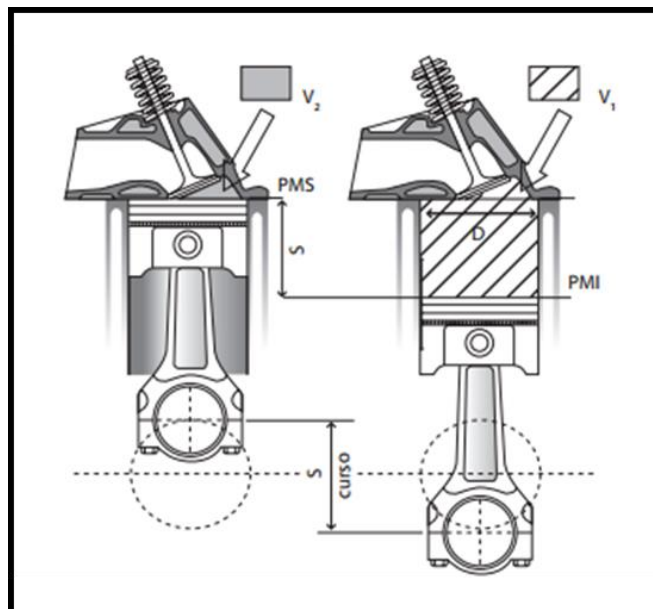
Figura 2 – Sistema biela-manivela de motores alternativos



Fonte: Adaptado de (MARTINS, 2006)

No movimento do sistema biela-manivela, o ponto mais alto que o pistão atinge denomina-se ponto morto superior ou PMS, e ao ponto mais baixo chama-se ponto morto inferior ou PMI (Figura 3). A distância percorrida pelo pistão entre os dois pontos mortos (S) designa-se por curso (MARTINS, 2006).

Figura 3 - Nomenclatura referente às posições do pistão



Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

Das características geométricas e do movimento desse sistema, pode-se retirar algumas relações importantes como a cilindrada do motor e a taxa de compressão. A cilindrada total (V_d) para um motor de z cilindros de diâmetro D pode ser calculada pela Equação 1:

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot z \quad (1)$$

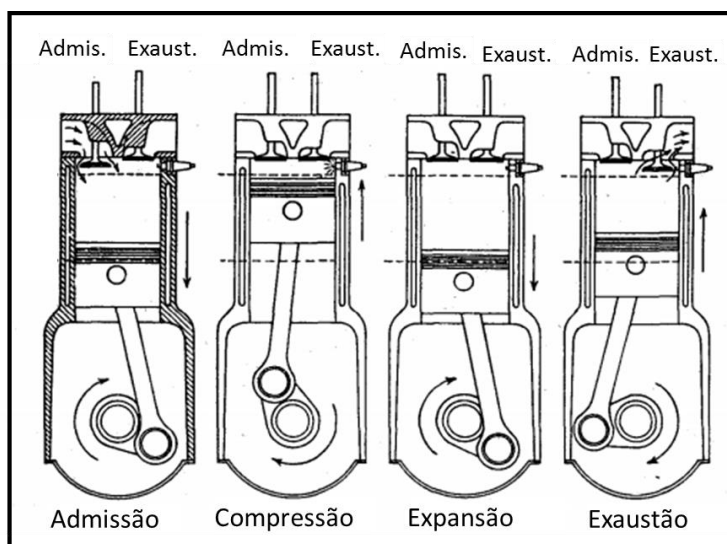
Segundo Brunetti (2012), a taxa de compressão (r_v) ou a relação volumétrica é a razão entre o volume total e o volume morto (Figura 3) e é dada por:

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (2)$$

O movimento alternativo explicado anteriormente representa, de forma simples, uma parte do funcionamento do motor em que ocorre realmente a conversão de energia em trabalho útil. Entretanto, para que o motor possa funcionar de forma contínua é necessário que este movimento esteja inserido em um ciclo de operação. Chama-se uma parte desse movimento cíclico de “tempo”.

A maioria dos motores alternativos operam no que é conhecido como ciclo de quatro tempos (HEYWOOD, 1988). Neste caso, cada cilindro requer quatro cursos, correspondendo a duas voltas da manivela do motor, para que seja completado um ciclo com produção de trabalho útil (BRUNETTI, 2012). Os quatro tempos estão esquematicamente representados na Figura 4 e são descritos a seguir:

Figura 4 – Ciclo de quatro tempos



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

- Tempo de Admissão

Inicia-se com o pistão no PMS e desloca-se ao PMI. Neste movimento o pistão provoca uma depressão no interior do cilindro, que causa um fluxo de gases (mistura ar-combustível) através da válvula de admissão. Para aumentar a quantidade de mistura admitida, a válvula de admissão abre um pouco antes do tempo começar e fecha um pouco depois dele terminar (MARTINS, 2006).

- Tempo de Compressão

Com ambas as válvulas fechadas o pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo a mistura para apenas uma fração do volume inicial. Um pouco antes do final da compressão (pistão no PMS) ocorre a faísca e a ignição da mistura.

- Tempo de Expansão

A combustão da mistura provoca um grande aumento da pressão, o que permite "empurrar" o pistão para o PMI. Esse movimento do pistão, faz o virabrequim girar, devido ao sistema biela-manivela. Esse é o tempo em que ocorre o trabalho positivo (útil) do motor, esse trabalho realizado pelos gases de combustão é cerca de cinco vezes maior do que o pistão realiza no tempo de compressão (HEYWOOD, 1988).

- Tempo de Escape

Com a válvula de escape aberta, os gases residuais da combustão saem do cilindro. Isto ocorre porque a pressão no cilindro é maior do que no escapamento, e também os gases são

de certa forma “empurrados” para fora do cilindro quando o pistão se desloca do PMI ao PMS. Um pouco depois do pistão atingir o PMS, a válvula de escape é fechada e o ciclo inicia-se novamente pelo tempo de admissão (BRUNETTI, 2012).

No ciclo de quatro tempos, para cada cilindro, o pistão percorre o curso quatro vezes e o eixo do motor realiza duas voltas para ocorrer um tempo de trabalho útil. Uma montagem bastante comum para os motores de combustão interna são os motores com quatro cilindros em linha, com os tempos disposto de tal forma que a cada curso um cilindro realize trabalho útil. Por razões de natureza mecânica (cargas nos apoios) os motores com mais de 3 cilindros não têm as explosões dos seus cilindros seguidas 1-2-3-... (MARTINS, 2006). A Figura 5 apresenta a distribuição dos tempos de um MCI de 4 cilindros considerando a sequência 1-3-4-2 (mais comum). Essa numeração representa a ordem dos cilindros em que vai ocorrer a expansão (realização de trabalho útil).

Figura 5 - Distribuição dos tempos de um MCI de 4 cilindros

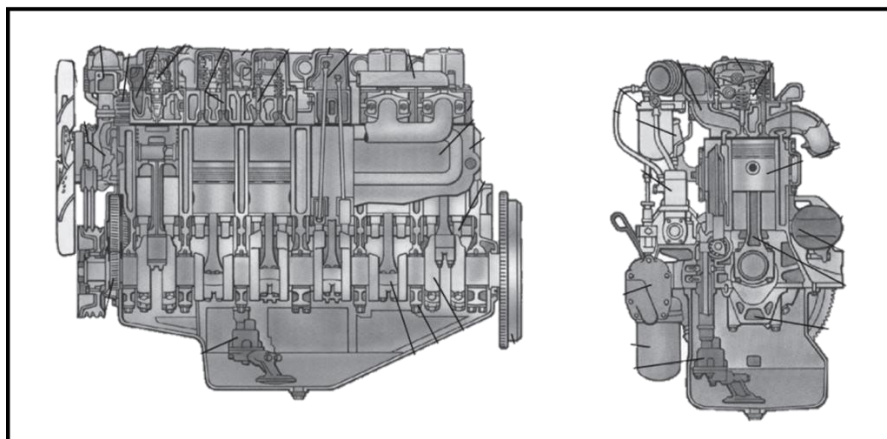
	0°	180°	360°	540°	720°	
	α					
Número de cilindros	1	Expansão	Escape	Admissão	Compressão	
	2	Escape	Admissão	Compressão	Expansão	
	3	Compressão	Expansão	Escape	Admissão	
	4	Admissão	Compressão	Expansão	Escape	
	Ciclos do motor					

Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

2.1.2 Nomenclatura dos principais componentes

Uma visão detalhada dos componentes de um motor alternativo (Figura 6) pode ser encontrada em literaturas internacionais como Heywood (1988) e SAE International (2004) e em literaturas nacionais Brunetti (2012). Nesta seção pretende-se destacar apenas os componentes mecânicos principais de um MCI, componentes estes: estruturais, de transformação de movimento, mancais e de fixação. O entendimento das características e responsabilidades dos componentes abaixo apresentados são importantes para a compreensão deste trabalho.

Figura 6 – Componentes de um motor alternativo

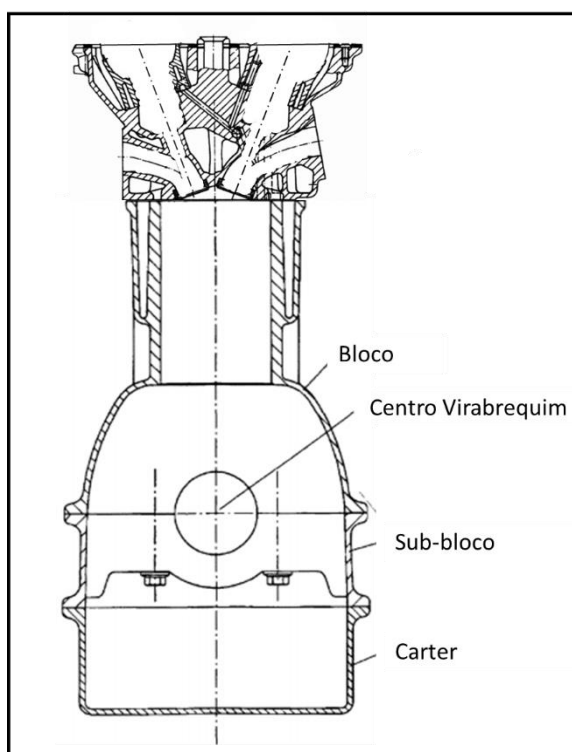


Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

2.1.2.1 Componentes estruturais

Um motor de combustão interna deve possuir uma estrutura suficientemente rígida para suportar os esforços mecânicos e dinâmicos devido, respectivamente, às elevadas pressões e velocidades a que será exposto. Esta estrutura (Figura 7) é basicamente constituída por três partes: cabeçote, bloco e cárter (MARTINS, 2006). Em alguns projetos o bloco do motor é dividido dando origem a um outro componente, o Sub-bloco.

Figura 7 – Componentes estruturais de um MCI

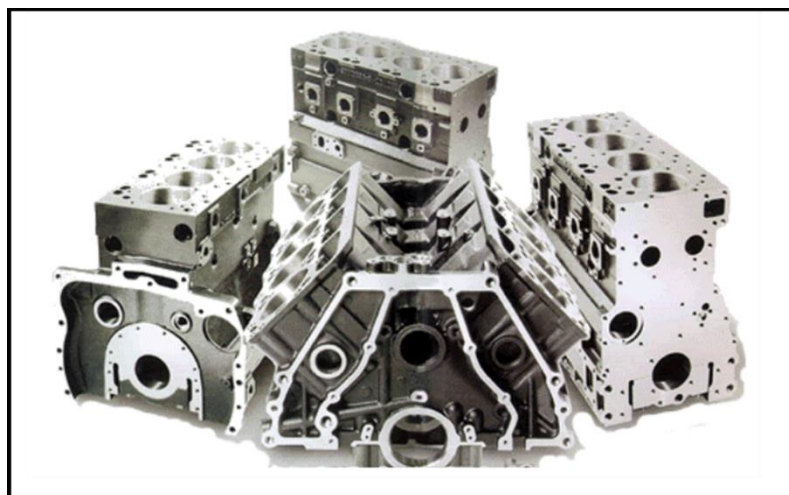


Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

a) Bloco

O bloco do motor (Figura 8) é o elemento estrutural base, de maior massa, onde os demais componentes são anexados. Esse é o componente que comporta os cilindros de combustão, a camisa d'água e as paredes estruturais (SAE INTERNATIONAL, 2004).

Figura 8 –Bloco de motores



Fonte: Adaptado de (BOFF, 2003)

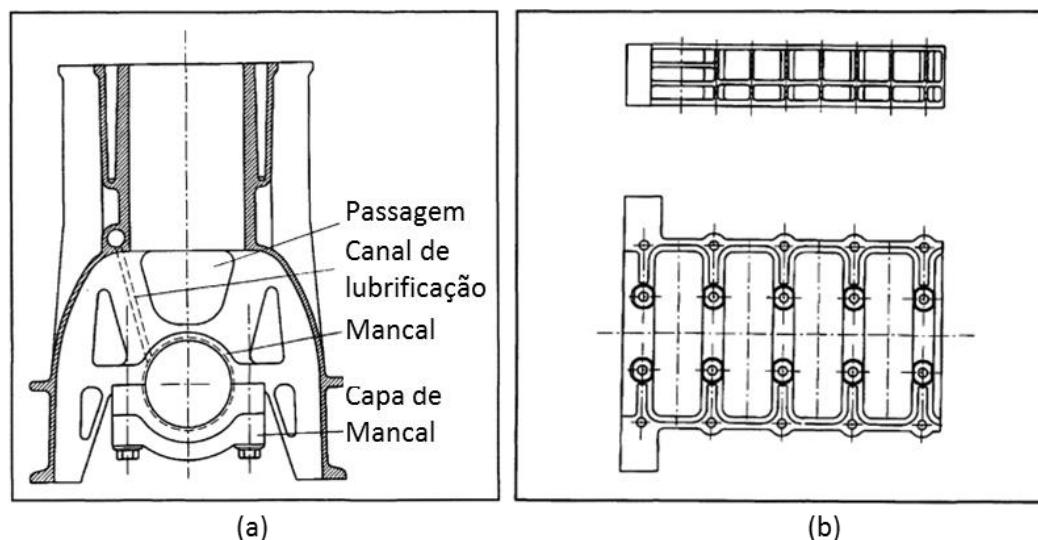
As funções principais do bloco do motor são:

- Suportar as forças devido aos gases de combustão e às forças de inércia do sistema de transformação de movimento (biela-manivela);
- Receber o sistema de transformação de movimento: pistões, bielas e virabrequim;
- Conectar os cilindros de combustão através de canais que permitam a passagem do fluido de arrefecimento, e garantir que o cabeçote, através de cavidades, também receba o fluido de arrefecimento e lubrificação.

b) Sub-bloco

Como dito anteriormente uma das funções do bloco do motor é receber o virabrequim, e isto é feito através de mancais ao longo do eixo. Esses mancais são bipartidos (Figura 9 (a)), uma metade faz parte da estrutura do bloco e a outra é um elemento a parte desmontável. Uma das soluções de projeto de motores é unir todas as capas dos mancais em um único componente (Figura 9 (b)), e este é chamado de Sub-bloco do motor. Parte dos esforços a que o bloco é exposto também é compartilhado com o sub-bloco, fazendo com que seus projetos sejam integrados.

Figura 9 – Configurações de capas de mancais individuais e em único componente



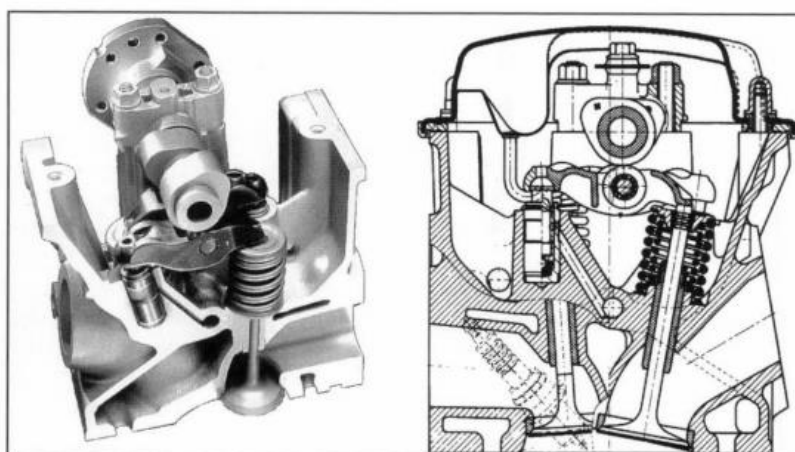
Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

c) Cabeçote

Durante o desenvolvimento do motor, grande importância é dada ao projeto do cabeçote. O cabeçote (Figura 10), assim como nenhuma outra sub-montagem no motor, determina diversas propriedades de operação como, torque, emissão de gases, consumo de combustível e propriedades acústicas.

Nesse trabalho a importância do cabeçote está concentrada na interação térmica e estrutural com o bloco. Do ponto de vista térmico, a principal interação é o compartilhamento da camisa d'água, já na análise estrutural, são considerados os esforços das junções parafusadas.

Figura 10 – Seção de um cabeçote com duas válvulas por cilindro

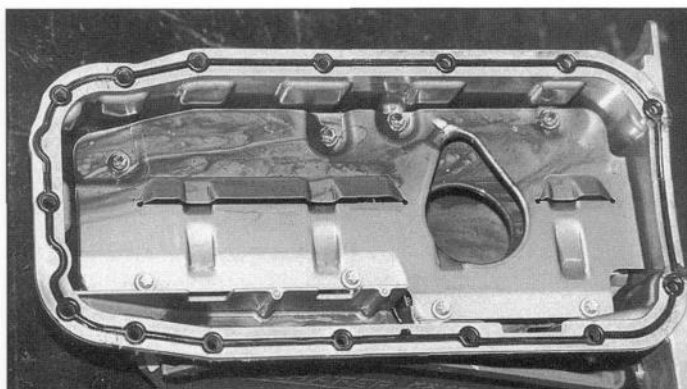


Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

d) Cáster

O cáster (Figura 11) apesar de não ser um componente de alta responsabilidade estrutural, como os demais citados, tem duas funções importantes para o motor: funciona como tampa inferior para que o motor se mantenha estanque e é um reservatório de óleo de lubrificação para o sistema (MARTINS, 2006).

Figura 11 – Cáster de um motor 4 cilindros em linha

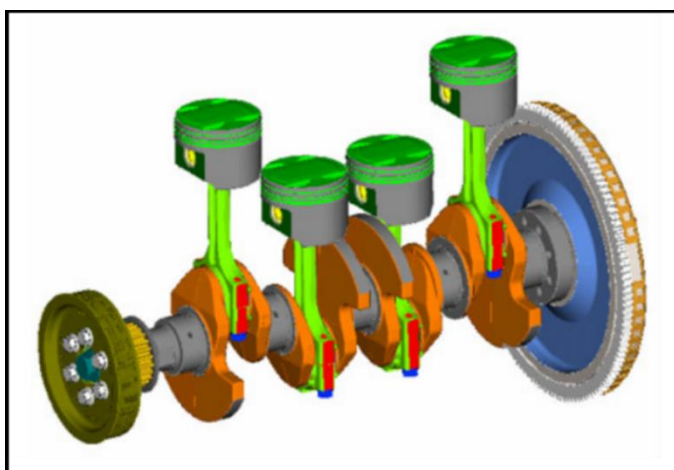


Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

2.1.2.2 Sistema biela-manivela

Este sistema constituído basicamente por pistões, bielas e virabrequim (Figura 12), serve para transformar a energia proveniente da combustão da mistura ar-combustível em energia mecânica útil. As altas pressões existentes na câmara de combustão obrigam o pistão a um movimento descendente linear, que é transformado em movimento rotativo do eixo virabrequim pelo sistema biela-virabrequim (mecanismo biela-manivela) (MARTINS, 2006).

Figura 12 – Sistema biela-manivela



Fonte: Adaptado de (PARIKYAN e RESCH, 2012)

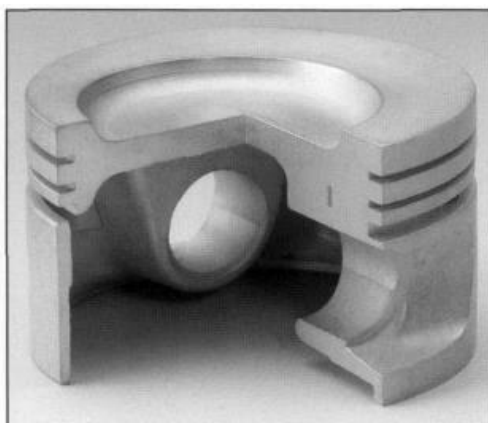
No presente trabalho não será desenvolvido o projeto do sistema de transformação de movimento (pistão, biela e virabrequim). Entretanto, entender o comportamento desse sistema é importante para identificar e quantificar os esforços gerados nos componentes estruturais.

a) Pistão

Pode-se afirmar que o pistão (Figura 13) tem três funções principais dentro de um motor (MARTINS, 2006):

- Servir de parede móvel da câmara de combustão, assegurando a sua estanqueidade;
- Receber a pressão dos gases da combustão e transmitindo a força ao sistema biela-manivela;
- Durante o movimento alternativo, em contato com as paredes do cilindro serve de guia à biela.

Figura 13 – Pistão em corte



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

b) Biela

No sistema de conversão de energia de motores alternativos é utilizado uma biela (Figura 14) para conectar o virabrequim ao pistão. A biela converte o movimento alternativo do pistão em movimento rotativo do virabrequim. Além disso, a biela também transfere força do pistão para o virabrequim.

Figura 14 – Biela tipo tradicional



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

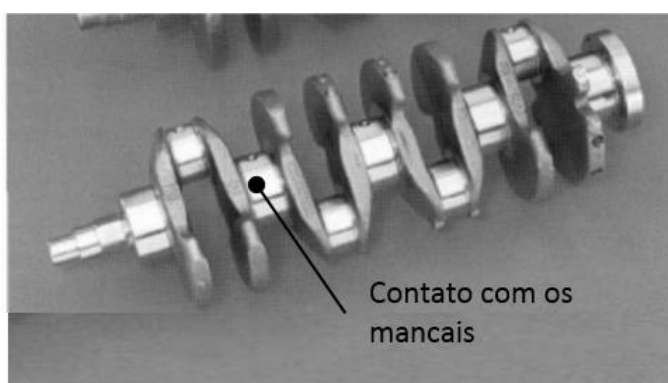
c) Virabrequim

O virabrequim (Figura 15) é o segundo componente do sistema biela-manivela, responsável pela rotação no motor e disponibilização do torque, que é transmitido para as rodas pelo sistema de transmissão.

O projeto do virabrequim é complexo devido às variações dos carregamentos no tempo e deslocamento, com variação do torque e momentos fletores, além de vibrações mecânicas.

Assim como para os demais componentes do sistema de conversão de movimento, neste trabalho não será abordado o projeto do virabrequim. Contudo, o virabrequim está apoiado em mancais no bloco/sub-bloco do motor, uma vez montado sobre esses componentes estruturais, as forças nestes apoios são fundamentais no projeto estrutural.

Figura 15 – Virabrequim motor 4 cilindros em linha



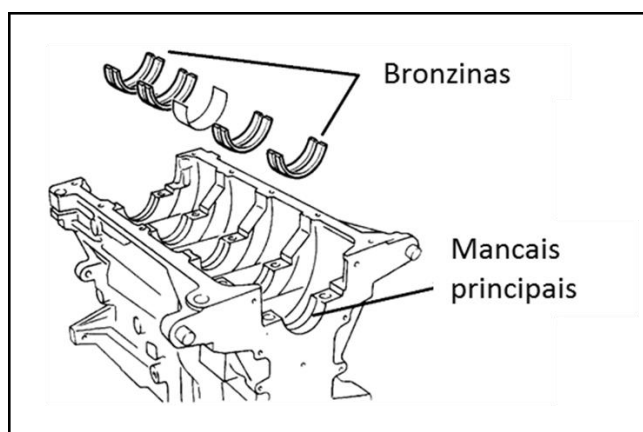
Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

2.1.2.3 Mancais de deslizamento principais

Também conhecidos como Bronzinas, os mancais de deslizamento têm como principal objetivo evitar o contato direto do virabrequim com o bloco/sub-bloco (Figura 16). Para facilitar a desmontagens dos componentes os mancais são geralmente bipartidos. O projeto dinâmico desse componente, assim como do virabrequim, é complexo, pois é exposto a cargas que variam em módulo e direção no tempo. Para diferentes rotações e carregamentos, entre os mancais e o eixo deve-se sempre manter uma camada apropriada de óleo lubrificante.

Para o projeto estrutural dos mancais deve ser observado outros fatores, como os esforços da sua fixação nos alojamentos e as cargas aplicadas pelo virabrequim. Novamente este trabalho estará restrito à análise estrutural.

Figura 16 – Localização das bronzinas no bloco do motor



Fonte: Adaptado de (BOFF, 2003)

2.1.2.4 Parafusos de fixação

Os MCI modernos contêm entre 250 a 320 conexões roscadas, que usam de 80 a 160 tipos de roscas e parafusos. O número de conexões roscadas depende da configuração do motor (ex. número de cilindros) e da tecnologia utilizada (SAE INTERNATIONAL, 2004).

A maioria dos motores apresentam cinco conexões roscadas críticas:

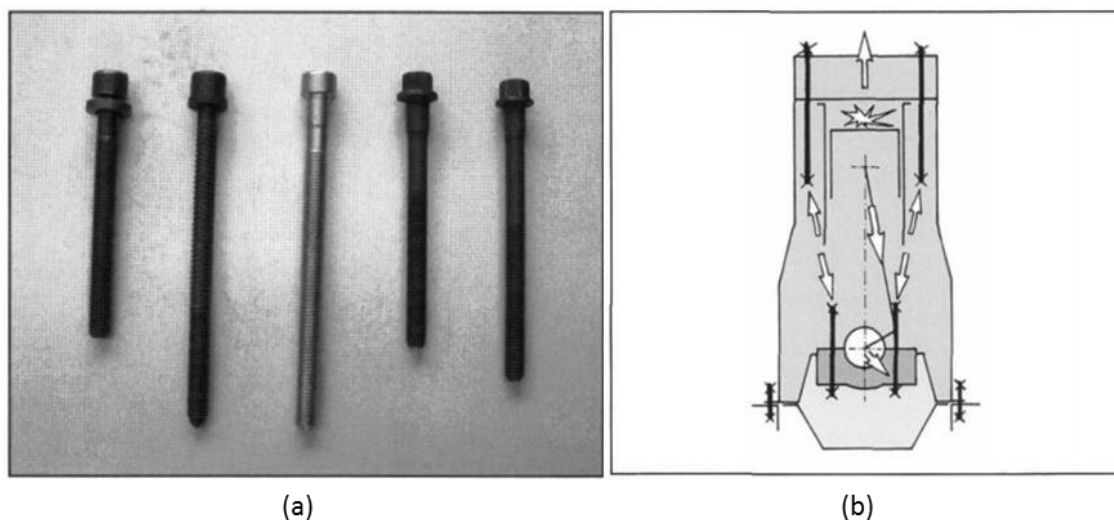
- Parafusos do cabeçote;
- Parafusos das capas dos mancais de deslizamento principais;
- Parafusos da Biela;
- Parafusos da polia;
- Parafusos do volante;

Para os motores que apresentam no projeto a divisão do bloco, além das conexões citadas, os parafusos de fixação do sub-bloco com o bloco também são críticos.

Como neste trabalho não está sendo considerado o projeto do sistema de conversão de movimento, serão consideradas apenas as conexões rosçadas do cabeçote, mancais principais e do sub-bloco.

A Figura 17 (a) apresenta alguns tipos de parafusos comumente empregados na conexão do cabeçote com o bloco. A Figura 17 (b) representa esquematicamente as conexões aparafusadas consideradas no projeto estrutural. No projeto, onde o bloco é subdividido, a conexão representada do cárter com o bloco pode ser interpretada similarmente à do sub-bloco com o bloco do motor.

Figura 17 - Exemplos de parafusos utilizados em motores (a) e conexões rosçadas (b)



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

2.1.3 Sobrealimentação

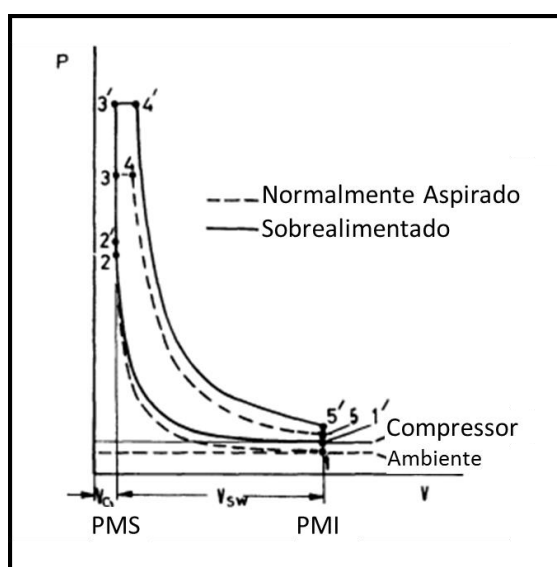
Nos motores de combustão interna, trabalho e potência são gerados através da transformação de energia química dos combustíveis em energia térmica via combustão ou oxidação, e posteriormente conversão de energia térmica em energia mecânica (HIERETH e PRENNINGER, 2003). Dessa forma, a potência que um motor pode gerar é limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimada de forma eficiente. Isso, por sua vez, depende da quantidade de ar disponível para a combustão em cada cilindro (HEYWOOD, 1988).

Sobrealimentação pode, então, ser definida como a introdução de ar (ou mistura ar/combustível) dentro do cilindro em uma densidade maior que a ambiente. Com isso, mais ar

será admitido no cilindro (em um mesmo volume) e haverá um aumento proporcional na quantidade de combustível a ser queimado e consequentemente maior potência entregue (WATSON e JANOTA, 1982). Outra forma de se definir a sobrealimentação é caracterizando-a como um método de aumentar a potência de saída de um motor sem aumentar seu peso ou tamanho (GUPTA, 2006).

Para entender melhor o efeito da sobrealimentação em um motor de combustão interna, a Figura 18 apresenta uma comparação entre os ciclos teóricos de motores ciclo Otto para um motor normalmente aspirado – NA e um motor sobrealimentado, com mesma taxa de compressão.

Figura 18 – Comparação do ciclo de um motor sobrealimentado e normalmente aspirado



Fonte: Adaptado de (WATSON e JANOTA, 1982)

O ciclo com sobrealimentação começa em um ponto de maior pressão (e densidade), 1'. Mais combustível pode ser queimado entre 2' e 4', porque mais ar foi admitido (mesmo volume, mas uma maior densidade). Duas coisas precisam ser destacadas: o motor sobrealimentado tem uma maior potência líquida (observar as áreas do diagrama) e uma pressão máxima maior. A não ser que o motor já tenha sido projetado para sobrealimentação, uma pressão máxima maior e um maior aporte térmico à estrutura do motor e seus componentes podem não ser aceitáveis. Nesse caso, as tensões desenvolvidas podem não estar dentro do limite do material (WATSON e JANOTA, 1982).

A sobrealimentação vem ganhando destaque nos últimos anos com o uso da tecnologia chamada “*Engine Downsize*” ou em uma tradução livre, redução do tamanho de motores. *Downsize* em MIF é um processo onde o ponto de operação do motor é alterado para uma região

de maior eficiência através da redução da capacidade volumétrica do motor, enquanto a sua performance é mantida pela sobrealimentação (AKIN, 1994).

O aumento de densidade do ar (ou mistura) antes de entrar no cilindro pode ser obtido, basicamente por três métodos (HIERETH e PRENNINGER, 2003):

- Compressão por ondas de pressão
- Compressão mecânica
- Compressão por Turbocompressores

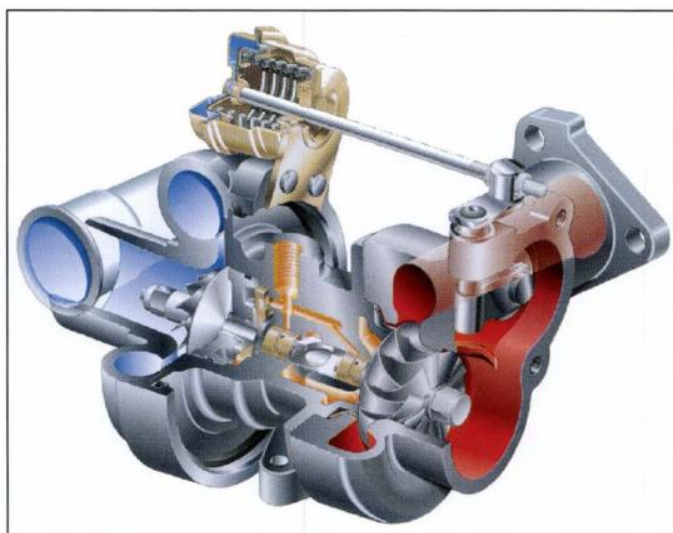
Ou ainda uma combinação dos métodos apresentados.

Nesta seção será dado ênfase ao método por uso de turbocompressores visto que este é o utilizado no projeto ao qual esse trabalho é relacionado.

2.1.3.1 Turbocompressor

Vários tipos de turbocompressores alimentados pelos gases de exaustão vem sendo projetados para sobrealimentação de motores alternativos. Um turbocompressor consiste basicamente de um compressor e uma turbina acoplados em um mesmo eixo. Os gases de exaustão do motor são direcionados para a entrada da turbina, onde realizam trabalho sobre as pás do rotor e posteriormente são descartados na atmosfera (escape). Esse trabalho realizado é utilizado para acionar o compressor, que por sua vez comprime o ar e o direciona para o sistema de admissão. A Figura 19 apresenta um exemplo de turbocompressor utilizado em motores alternativos. A cor vermelha representa os gases de exaustão e a cor azul o ar comprimido.

Figura 19 – Funcionamento de um turbocompressor



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

2.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

2.2.1 Definições

O processo de subdividir sistemas complexos em componentes ou elementos individuais é um comportamento natural da mente humana e consequentemente do engenheiro ou cientista. Em muitas situações um modelo pode ser obtido usando um número finito de componentes bem definidos. Pode-se caracterizar esse tipo de problema como *discreto* (ZIENKIEWIEZ e TAYLOR, 2000).

Em seu livro Zienkiewicz e Taylor (2000) apresentam o Método dos Elementos Finitos (MEF) como um procedimento geral de discretização de problemas contínuos representados por expressões matemáticas.

O Método dos Elementos Finitos é amplamente utilizado nas análises de engenharia atualmente e a expectativa é que seu uso continue crescendo, como vem acontecendo nas últimas décadas. Os procedimentos do método são aplicados extensivamente em análises de sólidos e estruturas, transferência de calor e fluido dinâmica (BATHE, 2014).

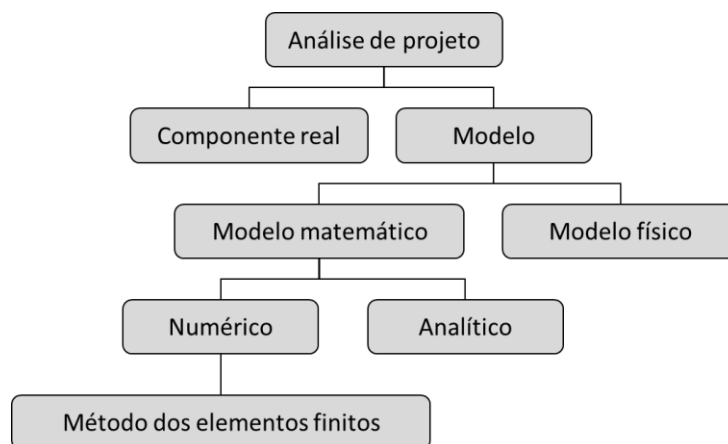
Como um método numérico de solução de equações diferenciais (KIM e SANKAR, 2009), o desenvolvimento do MEF para soluções práticas de engenharia começou com a invenção e desenvolvimento dos computadores digitais. Assim como em outros desenvolvimentos tecnológicos, é difícil de se determinar exatamente onde e quando o método dos elementos finitos surgiu. Entretanto, um ponto em comum é a atribuição do termo “elemento finito” a Clough, (1960). Nas obras de Zienkiewicz e Taylor (2000) e Bathe (2014) são apresentados históricos dos diversos trabalhos publicados relacionados ao tema e suas contribuições para o estado atual do MEF.

2.2.2 Análise por elementos finitos

O processo de análise ligado a projetos ajuda a identificar novas soluções e pode ser utilizado para melhorar e otimizar performance e custos (BATHE, 2014). A análise de projetos pode ser realizada com objetos reais ou modelos que representam o comportamento real. Por sua vez, os modelos podem ser físicos (ex. modelos em escala) ou matemáticos, representando todo ou parte do comportamento do objeto real. A análise por elemento finito ou do inglês, *Finite Element Analysis* – FEA é um dos métodos usados para resolver modelos matemáticos

complexos (KUROWSKI, 2004). Na Figura 20 é apresentado a localização do MEF em um esquema do processo de análise utilizados em projetos.

Figura 20 – Métodos usados para resolver problemas das análises de engenharia



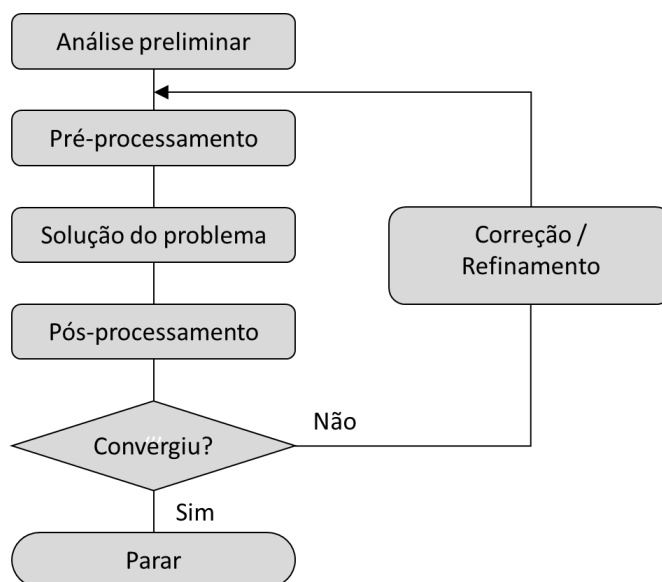
Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004)

Na engenharia moderna é raro achar um projeto que não requeira algum tipo de análise por elementos finitos. Para os casos em que não é requerida, geralmente a FEA poderia ser utilizada para melhorar o projeto (KUROWSKI, 2004).

Sem dúvida a maior vantagem da análise por elementos finitos é a habilidade de se trabalhar com geometrias realmente arbitrárias. Em segundo lugar, pode-se citar a capacidade da FEA de lidar com condições de contorno gerais e de incluir modelos de materiais não homogêneos. Sozinhas, essas duas características significam que com a FEA pode-se trabalhar com sistemas de geometrias arbitrárias e que são feitos de diferentes materiais em diferentes regiões. Por sua vez, cada material pode ter propriedades constantes ou que variam espacialmente, ou ainda propriedades não lineares (KUROWSKI, 2004).

Kim e Sankar (2009) definem o procedimento de análise por elemento finito em quatro etapas: análise preliminar, pré-processamento, solução de equações e pós-processamento. O diagrama da Figura 21 apresenta as etapas para a FEA, destacando o sistema de realimentação do método que ocorre quando os erros da solução não são satisfatórios, então o modelo precisa ser refinado e o procedimento repetido até a solução convergir.

Figura 21 – Procedimentos para análise por elementos finitos



Fonte: Adaptado de (KIM e SANKAR, 2009)

A seguir segue um resumo das descrições das etapas encontradas em Kim e Sankar (2009) e em Hutton (2003).

a) Análise preliminar

Esta etapa, apesar de geralmente ignorada por muitos engenheiros, é uma das partes mais importantes da análise por elementos finitos. A análise preliminar vai fornecer uma ideia do problema em questão e uma previsão do comportamento do modelo.

b) Pré-processamento

Nesse estágio existe a preparação do modelo para a análise por elementos finitos. No pré-processamento alguns pontos são considerados:

- Modelagem do problema físico usando elementos finitos;
- Os tipos e números de elementos que devem ser usados;
- Aplicação das condições de contorno;
- Aplicação das cargas externas.

Os dois primeiros pontos serão abordados com detalhe na subseção 2.2.3. O terceiro e quarto ponto serão descritos e relacionados ao modelo físico no capítulo 4.

c) Solução do problema

Nesta etapa as matrizes dos elementos individuais e o vetor de forças nodais são montados e então o problema é resolvido para os graus de liberdade desconhecidos. Após a solução da matriz global de equações, dois tipos de soluções são produzidos: soluções primárias e derivadas ou secundárias. Por exemplo, para o caso de análises estruturais a solução nodal obtida são os deslocamentos dos nós e as soluções derivadas são as deformações e tensões.

Embora geralmente a solução primária seja apenas calculada em cada nó, as soluções secundárias são calculadas nos pontos de integração de cada elemento individualmente.

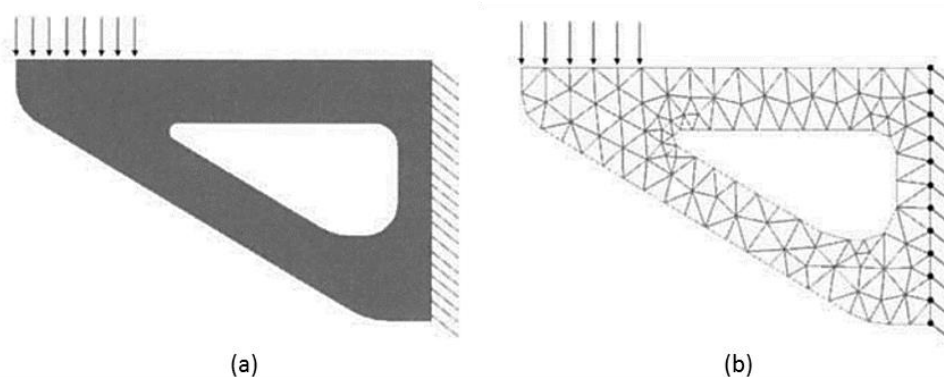
d) Pós-processamento

Após construir o modelo e obter a solução, o usuário quer rever os resultados da análise e avaliar a performance do modelo. A etapa de pós-processamento oferece ferramentas para apresentar e avaliar os resultados. Sem dúvida a tarefa mais importante no pós-processamento é a interpretação dos resultados.

2.2.3 Malhas

Um dos requerimentos fundamentais para a utilização do MEF é a divisão do domínio solução em subdomínios com formas simples chamados “elementos finitos”. O resultado desse processo de discretização é chamado de “malha” (KUROWSKI, 2004). Em outras palavras, o modelo físico é aproximado por um modelo de elementos finitos, que é composto de “nós” e “elementos” (KIM e SANKAR, 2009). A Figura 22 apresenta em (a) o modelo matemático para um suporte e em (b) o modelo correspondente em elementos finitos.

Figura 22 – Modelo matemático e modelo em elementos finitos de um suporte

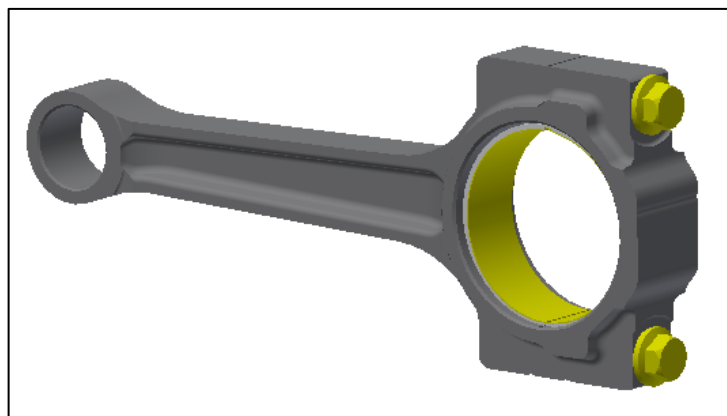


Fonte: Adaptado de (KIM e SANKAR, 2009)

É importante observar que o processo de discretização não é apenas limitado à geometria. As condições de contorno (carregamentos, restrições, etc.) são representadas de forma discreta nos nós do modelo discretizado (KUROWSKI, 2004).

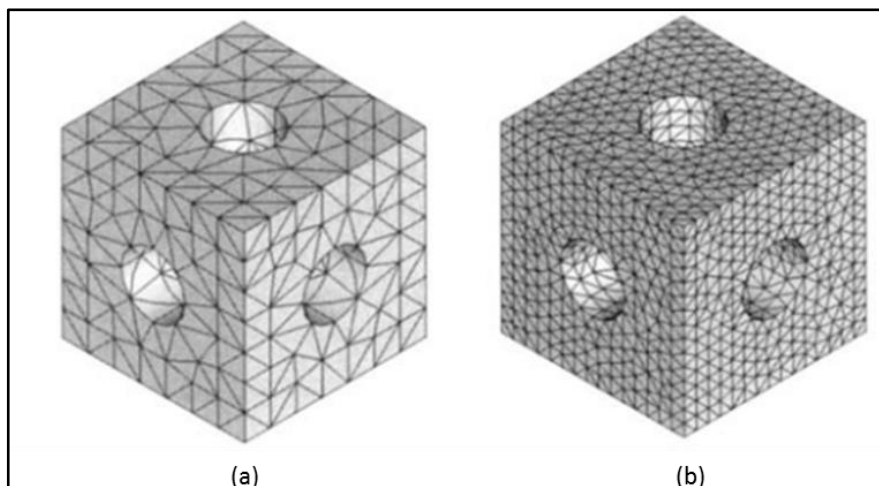
Para modelos simples é possível criar nós de forma individual, especificando suas localizações para, então, conectar os nós e definir os elementos. Entretanto, para modelos complexos seria inviável definir milhares/milhões de nós e elementos manualmente. Felizmente, a maioria dos *softwares* comerciais tem a capacidade de geração de malha, então os nós e os elementos são automaticamente gerados. Geralmente os programas se baseiam em geometrias computacionais geradas pelo usuário. Essa geometria (Figura 23) é similar ao modelo físico e surge com as técnicas de CAD (*computer aided design*). Em *softwares* mais completos o usuário pode criar a própria geometria ou ainda importar essa geometria de outros programas CAD (KIM e SANKAR, 2009).

Figura 23 – Biela motor 4 cilindros em linha



A geração de malha automática é a principal técnica para criação de malhas disponível em programas de FEA voltados para a engenharia. Essa técnica também é, praticamente, a única possível de ser utilizada em modelos de geometria complexa (KUROWSKI, 2004). Na Figura 24 pode-se observar a malha gerada de forma automática em um cubo com furos cilíndricos em suas faces.

Figura 24 – Malha de um mesmo modelo com menos e mais elementos



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004)

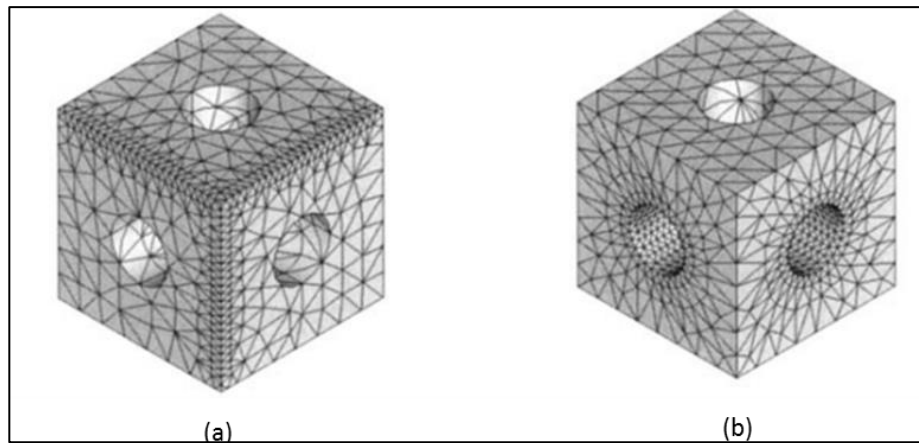
Teoricamente, existe infinitas formas de transformar um modelo matemático (ou geometria) em um modelo de elementos finitos pela criação de malha. A obtenção de uma malha em particular é o resultado da escolha de certos parâmetros na discretização (KUROWSKI, 2004). Diferentes escolhas e métodos envolvem diferentes tempos computacionais e levam a diferentes aproximações da solução do problema físico (RAO, 2011).

Apesar de inúmeras possibilidades durante a discretização, segundo Kurowski (2004) os três principais fatores que influenciam são:

a) Tamanho do elemento

O tamanho do elemento, geralmente, é entendido como o diâmetro da menor circunferência que pode ser circunscrita no elemento. Mesmo em geradores automáticos de malha é fundamental o controle por parte do usuário do tamanho do elemento. Na Figura 24 são apresentadas duas malhas para o mesmo modelo com tamanhos gerais de elementos diferentes. Dependendo do problema físico modelado, tamanhos menores de elementos podem ser necessários em determinadas faces, arestas ou vértices. A Figura 25 apresenta exemplos de malhas com refinamento em arestas (a) e em faces (b).

Figura 25 – Malha com refinamento em arestas e faces

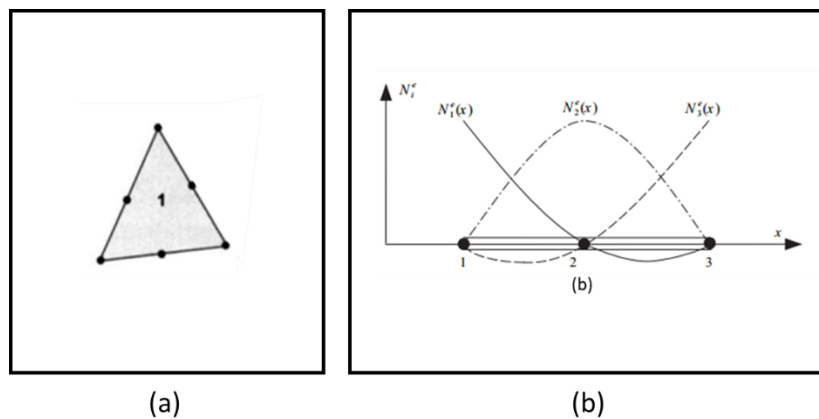


Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004)

b) Ordem do elemento

A ordem do elemento é definida pela ordem da função de forma do elemento. A função de forma descreve o campo de deslocamento dentro do elemento, arestas e faces. Um elemento triangular de segunda ordem é apresentado na Figura 26 (a) e funções de forma quadráticas para uma das arestas deste elemento é apresentado em Figura 26 (b).

Figura 26 – Elemento triangular quadrático e a respectiva função de forma



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004) e (FISH e BELYTSCHKO, 2007)

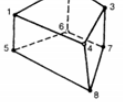
c) Tipos de elementos

Diferentes modelos e consequentemente tipos de elementos, podem ser usados para resolver o mesmo problema. Entretanto, isto não significa que qualquer modelo e tipo de elemento pode ser utilizado. Alguns tipos clássicos de elementos são: elementos sólidos, elementos de membrana e casca e elemento de viga.

Para componentes tridimensionais, em geral, elementos sólidos são a melhor maneira de modelar um modelo matemático, isto porque com eles é possível representar propriedades de seção, arredondamentos, chanfros e cantos. Contudo, o número de elementos requeridos para um determinado modelo aumenta rapidamente.

A Tabela 1 apresenta diferentes tipos de elementos finitos. Elementos de viga estão representados pelo elemento unidimensional linear, os elementos triangular e retangular podem ser usados como elementos de casca, membrana e de placas. Elementos tetraedros e hexaedros podem ser usados em modelos sólidos tridimensionais.

Tabela 1 - Diferentes tipos de elementos finitos

Elemento	Nome
	1D Elemento linear
	2D Elemento triangular
	2D Elemento retangular
	3D Elemento tetraédrico
	3D Elemento Hexaédrico

Fonte: A adaptado de (KIM e SANKAR, 2009) e (RAO, 2011)

2.2.4 Erros

Os erros associados à análise por elementos finitos são apresentados em Narasaiah (2008) e Kurowski (2004). Em cada etapa da criação do modelo, erros que afetam os resultados são introduzidos. O erro presente na solução pode ser resultado de três diferentes fontes.

- Erro na criação do modelo

Está associado com as aproximações feitas em relação ao problema real (Figura 27 (a)).

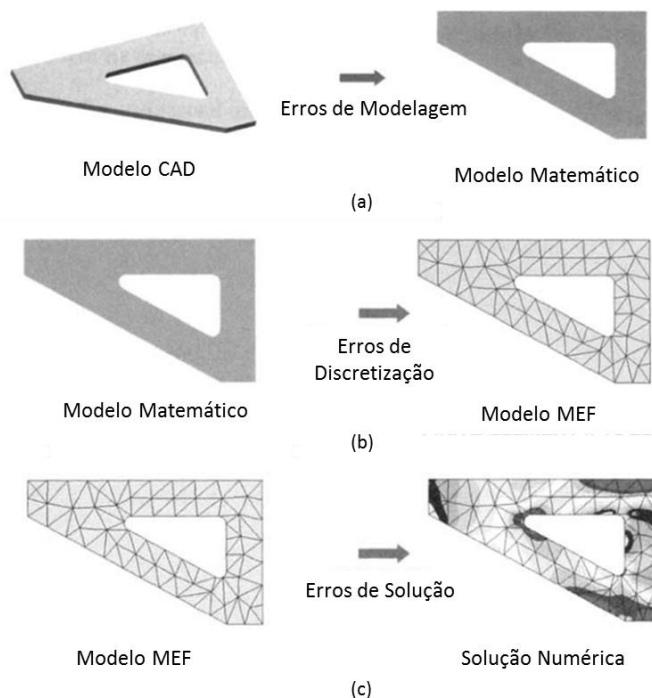
- Erro na discretização

Está associado com o tipo, tamanho e forma dos elementos usados na discretização para representar o modelo matemático (Figura 27 (b)).

- Erro numérico

Depende do algoritmo usado e da precisão dos números usados para representar os dados no computador (Figura 27 (c)).

Figura 27 – Introdução de erros nas etapas da FEA



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004)

Apesar de todos os erros anteriormente citados afetarem os resultados do método dos elementos finitos, apenas o erro de discretização é específico do MEF e é o principal que pode ser controlado e analisado em uma FEA (KUROWSKI, 2004).

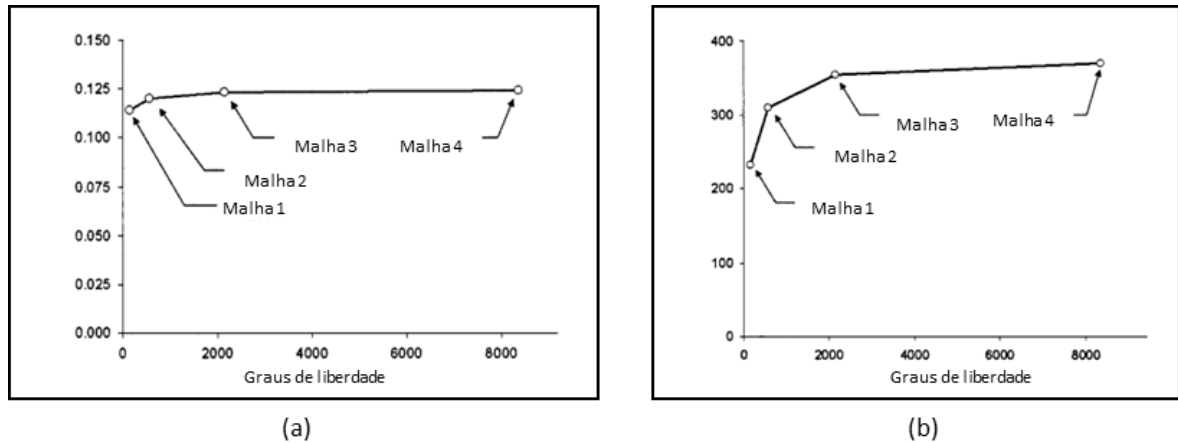
2.2.4.1 Erro de discretização

Os erros de discretização podem ser estimados em um “processo de convergência”. Nesse processo faz-se mudanças sistemáticas nas escolhas de discretização e estuda-se os impactos dessas mudanças nos resultados de interesse. A forma mais comum de alterar as escolhas de discretização é modificando o tamanho dos elementos, isto é, através do refinamento da malha (KUROWSKI, 2004).

Um exemplo do processo de convergência é apresentado em Kurowski (2004). Nesse exemplo é utilizada uma placa com um furo no centro sobre carregamento axial; quatro malhas diferentes são usadas, cada uma com mais elementos que a anterior. Na Figura 28 são

apresentados dois gráficos com os resultados encontrados para a convergência do deslocamento máximo e para a tensão máxima.

Figura 28 – Gráficos de análise de convergência de deslocamento e tensão



Fonte: Adaptado de (KUROWSKI, 2004)

O autor optou por utilizar como referência o número de graus de liberdade, outros autores como Kim e Sankar (2009) utilizam o número de elementos. Esses dois números apresentam comportamento semelhante durante as mudanças na discretização.

Nos gráficos da Figura 28 pode-se observar que tanto os resultados dos deslocamentos quanto das tensões convergem para o valor finito, indicando que os erros de discretização diminuem com o aumento do número de elementos. O erro de discretização pode ser quantificado definindo-se o erro de convergência com base em duas interações consecutivas de refinamento da malha:

$$\text{Erro de convergência} = \left| \frac{\text{resultado}(n) - \text{resultado}(n - 1)}{\text{resultado}(n)} \right| \quad (3)$$

O erro de convergência ajuda na análise da qualidade global da malha. Se duas configurações de malhas consecutivas têm valores próximos (erro de convergência pequeno), então a malha é provavelmente adequada. Por outro lado, se duas configurações de malhas apresentarem erros de convergência consideráveis, então isto pode significar a necessidade de refinamento da malha (KIM e SANKAR, 2009).

Uma questão importante no estudo de convergência é o grau de acurácia que deve ser objetivado pelo engenheiro. Apesar de prática essa questão tem difícil resposta e depende, entre outros fatores, do modelo a ser estudado (KIM e SANKAR, 2009).

2.3 CRITÉRIOS DE FALHA

A falha de determinado componente pode ser entendida como um comportamento que o torne impróprio para o objetivo ao qual se destina (JUVINALL e MARSHER, 2008). Ou ainda, pode significar que uma peça se separou em dois ou mais pedaços, ou deformou-se permanentemente de forma a prejudicar a sua função (SHIGLEY, et al. 2005).

Idealmente, ao se projetar um determinado componente, o engenheiro deveria ter ao seu dispor os resultados de inúmeros ensaios de resistência do material escolhido. Esses ensaios deveriam ser realizados em espécimes que tivessem as mesmas características de tamanho, forma e material do componente a ser projetado; deveriam ainda, serem realizados sob as mesmas condições de carregamento às quais o componente será exposto em serviço. Como frequentemente esses dados não estão disponíveis e são geralmente custosos, engenheiros desenvolveram teorias para representar o comportamento de falhas com base em informações provindas de ensaios mais simples e gerais, como por exemplo, o ensaio tração (SHIGLEY, et al. 2005).

De acordo com Christensen (2013), um critério de falha deve respeitar e representar características físicas de falha de um determinado tipo de material. Entretanto, quando se pretende que este critério seja aplicado de forma mais geral, ele deve também ser compatível com outras características físicas de falha de outros materiais similares.

Provavelmente uma das questões mais discutidas sobre critérios de falha é se esses deveriam ser expressos em termo de tensão ou deformação. A discussão vem desde do surgimento das teorias e continua até os dias atuais (CHRISTENSEN, 2013).

Ainda segundo Christensen (2013) e também Shigley (2005), infelizmente não há uma teoria universal de falha aplicável a todos os materiais e estados de tensão. Na verdade, várias foram as teorias levantadas e testadas ao longo dos anos. Um histórico detalhado dessas teorias pode ser verificado em (CHRISTENSEN, 2013).

Além das propriedades mecânicas, as falhas do componente estrutural dependem do tipo de carregamento, condições ambientais, tempos de vida, cuidados com manutenção, etc. Uma distinção pode ser feita considerando os critérios que são influenciados pela idade do componente, ou tempo de aplicação do carregamento, e os critérios que independem do tempo de vida ou do carregamento. Em outras palavras, serão divididos, aqui, os critérios que são independentes do tempo (estáticos) e os dependentes do tempo (dinâmicos) (ROSA, 2002).

2.3.1 Critérios independentes do tempo

Os critérios de falha que são tratados como independentes do tempo são aqueles que suas teorias consideram que eles possuem igual probabilidade de ocorrer qualquer que seja a vida ou tempo de uso do componente (ROSA, 2002). Ou seja, o tempo não é uma variável na teoria de falha.

Os critérios de falha estáticos são sensivelmente ligados a um comportamento específico dos metais estruturais, que são tipicamente classificados como possuindo comportamento dúctil ou comportamento frágil. Os materiais dúcteis são normalmente classificados por apresentarem deformação específica $\varepsilon \geq 0,05$ e uma resistência ao escoamento identificável, que em muitos casos é o mesmo para tração e compressão ($S_{yt} = S_{yc}$). Por outro lado, os materiais frágeis apresentam deformação específica $\varepsilon < 0,05$, não apresentam resistência ao escoamento identificável e são tipicamente classificados pelas suas resistências a ruptura para tração e compressão (S_{ut} e S_{uc}) (SHIGLEY, et al. 2005). Com base em Shigley (2005) um resumo das teorias mais comumente aceitas é apresentado a seguir:

Materiais dúcteis (critérios de escoamento)

- Tensão de cisalhamento máxima (MSS)
- Energia de distorção (DE)

Materiais frágeis (critérios de fratura)

- Tensão normal máxima (MNS)
- Coulomb-Mohr frágil (BCM)

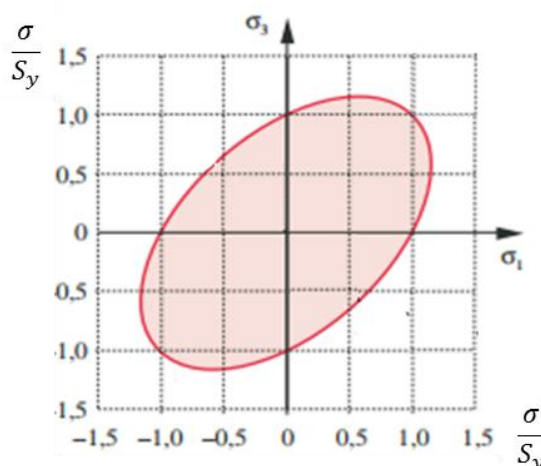
2.3.1.1 Tensão de cisalhamento máxima

Como pode ser visto em (JUVINALL e MARSHER, 2008), a teoria da tensão cisalhante máxima é supostamente a mais antiga das teorias de falha, sendo originalmente proposta por C. A. Coulomb. Tresca também escreveu um importante trabalho relacionado a esta teoria, o que faz com que algumas vezes essa teoria seja associada ao seu nome. Independente do nome, a teoria da tensão de cisalhamento máxima, em sua forma genérica, estabelece que um material sujeito a qualquer combinação de carregamento falhará quando a tensão cisalhante máxima for superior à resistência do material ao cisalhamento. Geralmente esse limite ao cisalhamento é associado ao valor encontrado no ensaio de tração. Na Figura 29

Uma vez obtida a tensão equivalente, é comparada à resistência ao escoamento obtido no ensaio de tração, ou seja, a falha (escoamento) irá ocorrer se $\sigma_e \geq S_{yt}$.

Na Figura 30, é apresentada a teoria da energia de distorção para estados planos de tensão normalizada pela tensão de escoamento do material.

Figura 30 – Teoria de energia de distorção



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013)

Em Norton (2013) é apresentado um gráfico representando a forma dos critérios de falha das teorias de MSS e ED para casos tridimensionais de tensão.

A teoria da Tensão de cisalhamento máxima apresenta boa correlação com o escoamento de materiais dúcteis. Contudo, o uso da teoria da Energia de distorção é recomendado, tendo em vista sua melhor correlação com os resultados de ensaios reais para escoamento de materiais dúcteis.

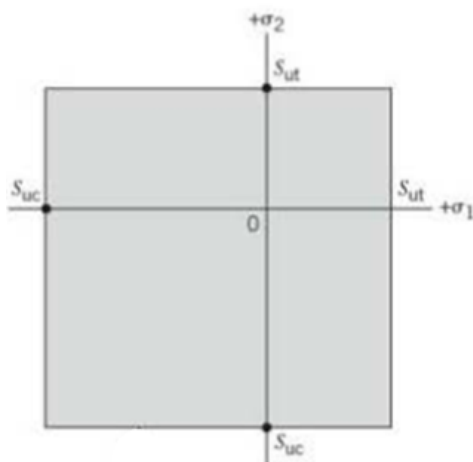
2.3.1.3 Tensão normal máxima

Talvez a mais simples das teorias de falha, a teoria da tensão normal máxima tem sua elaboração creditada a W. J. M. Rankine. Ela estabelece que a falha sempre ocorrerá quando a maior tensão de tração se torna superior à resistência à tração, ou quando a maior tensão compressiva excede a resistência à compressão. Esta teoria tem apresentado uma boa correlação com os resultados de ensaios realizados em materiais frágeis (JUVINALL e MARSHER, 2008).

Na Figura 31 é apresentado um gráfico para tensões bidimensionais relacionado à MNS, onde um estado de tensão (σ_1, σ_2) deve situar-se no interior da área sombreada para evitar a falha. Pode-se observar que o gráfico representa um material frágil com limite de

resistência a compressão maior que o limite a tração. Este caso representa bem o comportamento dos ferros fundidos.

Figura 31 – Teoria da tensão normal máxima



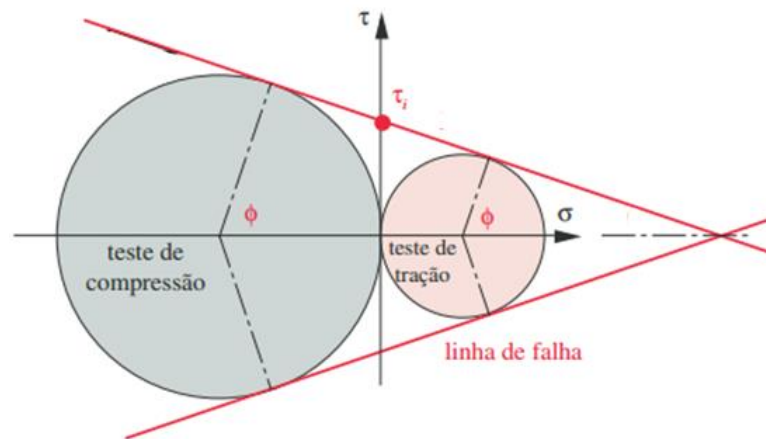
Fonte: Adaptado de (JUVINALL e MARSHER, 2008)

2.3.1.4 Coulomb-Mohr frágil

Os materiais frágeis tendem a romper em vez de escoar. Considera-se que a ruptura frágil sob tração se deve apenas à tensão normal de tração, já a ruptura frágil sob compressão se deve a alguma combinação de tensão normal de compressão e de tensão de cisalhamento. Por isso a teoria MNS apresenta limitações quanto a ruptura frágil sob compressão. A teoria de Coulomb-Mohr para materiais frágeis é uma adaptação da teoria MNS (NORTON, 2013).

Para se entender a influência da tensão de cisalhamento, a Figura 32 mostra os círculos de Mohr para os testes de tração e compressão de um material com comportamento frágil. As linhas tangentes aos círculos constituem as linhas de falha para todas as combinações de tensões aplicadas entre os dois círculos (NORTON, 2013).

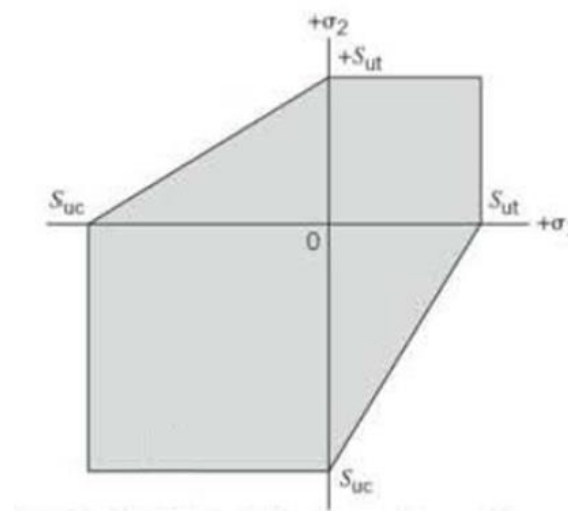
Figura 32 – Círculos de Mohr para o critério de Coulomb-Mohr frágil



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013)

A área delimitada pelos dois círculos são os casos do primeiro e terceiro quadrante do gráfico da Figura 33, respectivamente delimitados pelo teste de tração e compressão. As regiões intermediárias (segundo e quarto quadrante) são delimitadas pelas linhas de falhas, que por sua vez são funções da tensão normal e da tensão cisalhante.

Figura 33 – Teoria de Coulomb-Mohr



Fonte: Adaptado de (JUVINALL e MARSHER, 2008)

Assim como nas teorias anteriores, a Figura 33 apresenta um gráfico para tensões bidimensionais, onde um estado de tensão (σ_1, σ_2) deve situar-se no interior da área sombreada para evitar a falha.

A seguir são apresentadas as equações que delimitam a região sombreada do gráfico em todos os quadrantes (SHIGLEY, et al. 2005):

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= \frac{S_{ut}}{F_S} & \sigma_1 \geq \sigma_2 \geq 0 \\
\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} &= \frac{1}{F_S} & \sigma_1 \geq 0 \geq \sigma_2 \\
\sigma_B &= -\frac{S_{uc}}{F_S} & 0 \geq \sigma_1 \geq \sigma_2
\end{aligned} \tag{5}$$

Onde σ_1 e σ_3 são as tensões principais e F_S é o fator de segurança.

Quando resolvidas para o fator de segurança e generalizadas, as equações anteriores tornam-se:

$$F_S = \left[\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_2}{S_{uc}} \right]^{-1} \tag{6}$$

Algumas teorias que têm como base a teoria de Coulomb-Mohr, fazem alterações nas regiões de dependência da tensão cisalhante (segundo e quarto quadrante). Essas teorias não serão discutidas neste trabalho, mas estão presentes nas referências já citadas nessa seção.

2.3.2 Critérios dependentes do tempo

O tempo de uso de um componente pode afetar a sua resistência levando-o a uma falha precoce. São várias as formas como o tempo de uso afeta a resistência do componente, dependendo do modo de falha, entretanto todos os modos têm em comum o efeito de envelhecimento ou desgaste do material. Esse efeito é traduzido como uma perda gradativa das propriedades do material, fazendo com que ao longo do tempo a funcionalidade da peça fique comprometida. Os modos de falha dependentes do tempo mais importantes são: fadiga, corrosão, corrosão sob tensão, fluência, desgaste e deformação plástica progressiva (ROSA, 2002). Contudo, neste trabalho será dado destaque aos critérios de falha para fadiga.

2.3.2.1 Fadiga

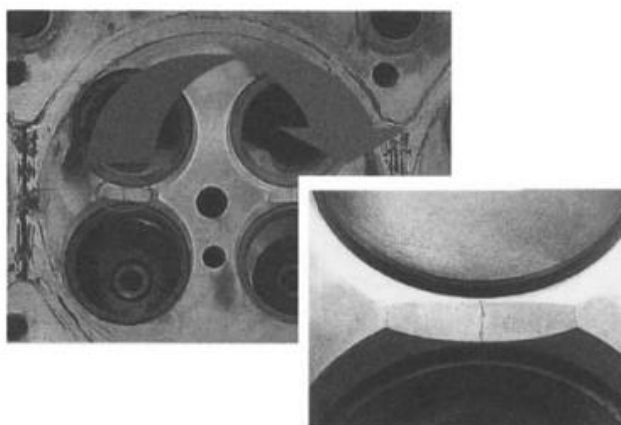
Falha por fadiga de estruturas metálicas é um problema técnico já bem conhecido. Já no século XIX várias falhas por fadiga foram reportadas e os primeiros ensaios em laboratório sobre o tema foram realizados. Em suas pesquisas, August Wöhler percebeu que a aplicação de um único carregamento bem abaixo da resistência da estrutura não causava nenhum dano. Entretanto, se o mesmo carregamento fosse aplicado de forma repetida várias vezes ele poderia levar a estrutura à falha (SCHIJVE, 2009).

A história da engenharia, incluindo os dias atuais, vem sendo marcada por várias falhas por fadiga de máquinas e estruturas (automóveis, estruturas soldadas, aviões, etc.) que levaram a acidentes catastróficos. Por outro lado, apesar de muitas das falhas por fadiga não causarem acidentes tão graves, elas ainda representam um impacto econômico considerável (SCHIJVE, 2009).

Um histórico mais detalhado de acidentes causados por falha de fadiga e o desenvolvimento científico no campo podem ser encontrados em Schijve (2009), e Bathias e Pineau (2010) e nas referências por eles mencionadas.

Em uma visão mais atual pode-se dizer que “fadiga ou dano devido à fadiga está relacionado a modificações das propriedades do material devido a aplicação de tensões cíclicas cuja repetição pode levar à fratura” (BATHIAS e PINEAU, 2010). Na Figura 34 é apresentado um exemplo de falha de um componente por fadiga.

Figura 34 – Trinca em um cabeçote de motor a diesel



Fonte: Adaptado de (BATHIAS e PINEAU, 2010)

Uma falha por fadiga começa com uma pequena trinca no elemento em pontos de descontinuidades que causam concentrações de tensão como, falhas na estrutura do material, mudança na seção transversal ou um furo. Uma vez que a trinca se desenvolve, os efeitos das concentrações de tensão se tornam ainda maiores e a trinca se propaga mais rapidamente. Com o aumento da trinca e a proporcional diminuição da área resistente, ocorre a falha repentina do componente (RAO, et al., 2000).

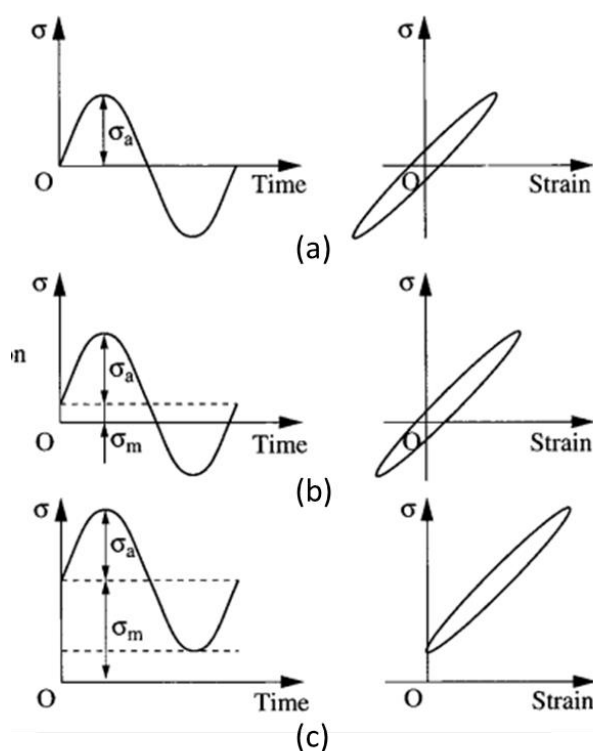
Uma classe de projetos referenciados no inglês como *design against fatigue* ou no português, projeto contra falha por fadiga, segue o princípio que uma estrutura deve ser projetada e construída de tal forma que falhas por fadiga não venham a ocorrer durante seu tempo de vida para qual foi projetado (SCHIJVE, 2009).

Os critérios de falha por fadiga podem estar relacionados a três métodos fundamentais de projeto: método com base nas tensões, método com base nas deformações e o método baseado na mecânica da fratura linear elástica (ROSA, 2002). Nesse trabalho será feita uma abordagem às metodologias básicas baseadas nas tensões.

a) Fadiga devido a esforços uniaxiais

Um primeiro passo para se compreender os critérios de falha para projeto contra fadiga, é entender o comportamento dos carregamentos aos quais o componente é exposto. Na Figura 35 são apresentados três tipos de carregamentos básicos (a) reversível, (b) assimétrico e (c) flutuante.

Figura 35 – Tipos de carregamento uniaxiais

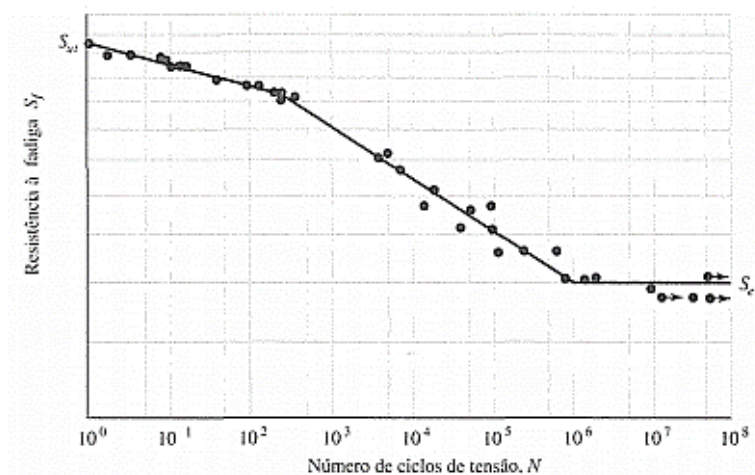


Fonte: Adaptado de (BATHIAS e PINEAU, 2010)

Alguns valores de referência podem ser observados do comportamento da tensão no tempo durante o carregamento. A tensão máxima durante o ciclo é denominada σ_{max} e a tensão mínima de σ_{min} . A razão entre esses dois valores pode ser obtida como $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$. Outras duas características importantes do comportamento são a tensão média σ_m e a tensão alternante σ_a , representados na Figura 35 (BATHIAS e PINEAU, 2010).

Para estabelecer a resistência à fadiga de um material exposto a um carregamento reversível (abordagem mais simples), faz-se necessário muitos testes devido à natureza estatística da fadiga. Um ensaio utilizado é o de viga rotativa, onde uma carga de flexão constante é aplicada e o número de revoluções (inversões de tensão) requerido até a falha é registrado. Os resultados são traçados em um diagrama S-N (resistência à fadiga e número de ciclos) em escala log-log ou semilog. Um diagrama S-N para um aço estrutural pode ser observado na Figura 36. Observa-se que no caso de metais ferrosos e ligas, o diagrama apresenta um comportamento horizontal a partir de um determinado número de ciclos. Para a tensão em que o joelho no gráfico ocorre (início da região horizontal) denominasse como limite de resistência à fadiga, S_e do material. Contudo, para materiais não ferrosos, como por exemplo o alumínio, o diagrama não apresenta uma região horizontal (SHIGLEY, et al. 2005).

Figura 36 – Diagrama S-N de um aço estrutural



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, et al. 2005)

Fadiga de baixo ciclo são denominadas as falhas que ocorrem entre 1 e 1000 ciclos. Quando a falha ocorre para um número de ciclos maiores que 10^3 é chamada de fadiga de alto ciclo (SHIGLEY, et al. 2005). Em motores, por exemplo, quando um componente está sujeito a fadiga de baixo ciclo, geralmente os carregamentos associados são térmicos.

Um componente de uma máquina geralmente atua em condições diferentes das quais os ensaios de fadiga foram realizados. Segundo Rao, et al. (2000), os fatores que afetam o limite de resistência a fadiga para um componente são:

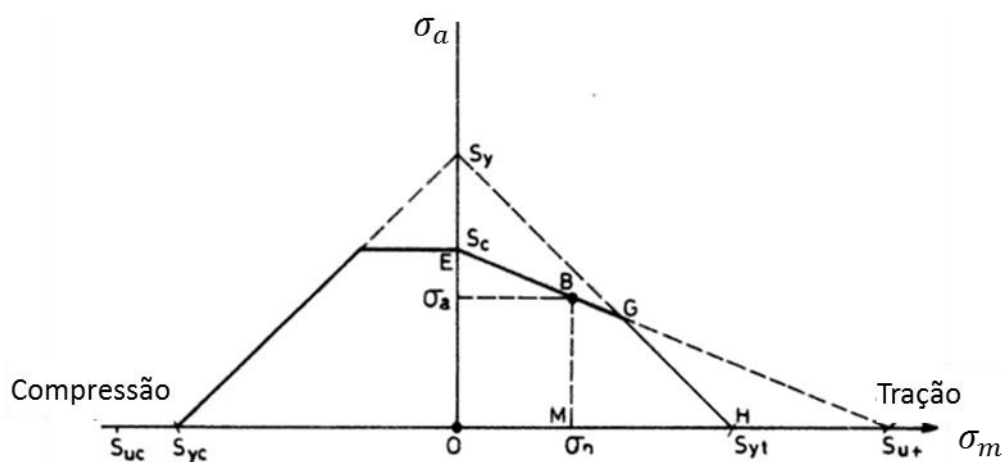
- Acabamento superficial
- Tamanho e forma
- Temperatura

- Concentradores de tensão
- Tensão residual
- Atmosfera corrosiva
- Pintura e revestimentos

Geralmente os componentes de uma máquina são expostos a configurações de tensão diferentes de reversível, em especial à configuração flutuante. Para esses casos a resistência à fadiga dos materiais pode ser obtida através do diagrama de Haigh ou também conhecido como Goodman modificado (Figura 37). Novamente, esse diagrama é uma representação simplificada dos resultados de testes em corpos de prova sujeitos a tensões flutuantes (RAO, et al., 2000).

No diagrama de Haigh o eixo das abscissas representa a tensão média e o eixo das ordenadas representa a tensão alternante. São marcados no eixo das tensões médias os valores de resistência ao escoamento (S_{yt} e S_{yc}) e ruptura (S_{ut} e S_{uc}) para tração e compressão. No eixo das tensões alternadas é marcado o limite ao escoamento, S_y e o limite de resistência à fadiga, S_e . A linha a partir de S_y nas ordenadas até S_{yt} define a falha por escoamento a tração e a linha de S_y até S_{yc} define a falha por escoamento a compressão. A linha de falha para compressão é a linha horizontal traçada de S_e para a esquerda até interceptar a que liga S_y até S_{yc} . No lado da tração as linhas EG e GH denotam a linha de Haigh, indicando a falha por fadiga ou escoamento (RAO, et al., 2000).

Figura 37 – Diagrama de Haigh



Fonte: Adaptado de (RAO, et al., 2000).

b) Fadiga devido a esforços multiaxiais

Geralmente os componentes de uma máquina são expostos a um complexo estado de tensão que varia de um local da peça para outro. Segundo Branco e Rosa (1989) esse estado de tensão é devido basicamente a duas características:

- A geometria complexa com detalhes;
- A aplicação de dois ou mais carregamentos, simultâneos ou em sequência.

Os carregamentos podem ser multiaxiais, mas proporcionais, de tal forma que exista um fator de escala na magnitude do estado de tensão local. Quando a orientação do eixo principal não é alterada, hipóteses clássicas como tensão principal máxima e energia de distorção (von Mises) podem ser aplicadas no cálculo de tensões média e alternadas equivalentes e então utilizadas no diagrama de Haigh (GAIER, et al., 2000).

A situação é diferente quando carregamentos complexos não proporcionais são aplicados a componentes com geometria complexa. O eixo principal para o tensor local de tensão irá mudar sua direção com o tempo (GAIER, et al., 2000).

Como já foi visto, para carregamentos uniaxiais com direção constante é possível relacionar diretamente a resistência à fadiga ao número de ciclos. Entretanto, a realidade de muitos componentes é bem mais complicada. Tensão e deformação são tensores simétricos de segunda ordem no espaço tridimensional, onde os métodos de contagem de ciclos não podem ser aplicados diretamente. Modelos como o de “Plano crítico - direção crítica” são então introduzidos e com eles é possível o cálculo de tensões médias e alternadas equivalentes para o uso de diagrama de Haigh (GAIER, et al., 2000).

Mais detalhes sobre modelos e critérios de falha relacionados a fadiga devido a esforços multiaxiais podem ser encontrados em Bathias e Pineau (2011).

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O desenvolvimento da análise termo-estrutural de motores de combustão está intimamente ligado à evolução do Método dos elementos finitos e da capacidade computacional disponível. Com base em uma pesquisa na literatura, são apresentados a seguir breves resumos de trabalhos cujas metodologias representam o desenvolvimento da análise termo-estrutural em bloco de motores.

Em seu trabalho, Cornforth (1985) apresenta o estado da arte da análise por elementos finitos em motores de combustão em sua época e aplica o método no estudo de uma válvula. É enfatizado, já naquela época, a versatilidade do uso do MEF para motores, visto a possibilidade de análises lineares e não lineares, aplicação de carregamentos para parafusos e aplicação de interferências. O cálculo da tensão devido a distribuição de temperatura é facilitado pelo uso da mesma malha para a análise térmica e estrutural. A geometria da maioria dos componentes é simplificada para modelos em duas dimensões, inclusive o cabeçote. No caso de bloco de motores a geometria é aproximada por elementos de casca. A limitação da criação de malha no pré-processamento é tão presente quanto a restrição da capacidade computacional na solução do problema. Apesar das limitações computacionais da época, o trabalho marca a diretriz para trabalhos futuros no projeto de motores.

O trabalho de Balasubramanian et al. (1991) também está inserido em uma época de restrições computacionais, entretanto ele já apresenta malhas em três dimensões com uso de geradores automáticos com bases em geometrias de programas CAD. A metodologia adotada é para aplicação em fase inicial de projeto para a obtenção da distribuição de temperaturas e tensões no motor. Primeiro são realizadas as análises em componentes individuais como o virabrequim, biela, pistão e válvula de exaustão e admissão. Então, uma análise da distribuição das temperaturas e tensões é realizada com todos os componentes, mas considerando apenas uma seção do motor. Similar a metodologias mais atuais os carregamentos são calculados em determinados passos: análise da distribuição de temperatura, força devido aos parafusos, carregamentos devido à pressão de combustão e combinações desses casos. Nesse trabalho é ressaltado o uso de softwares comerciais para tensões e deformações como o ABAQUS e NASTRAN e para a fluidodinâmica o software STAR-CD.

Um novo modelo estrutural de cabeçote e bloco para um motor de 16 válvulas é proposto em Chyuan (2000). A análise por elementos finitos foi realizada no software comercial NASTRAN e pré e pós-processada no software I-DEAS. Para simplificar o modelo foi utilizado

apenas um quarto do conjunto. Os elementos presentes na sua malha eram hexaédricos (assim como nos trabalhos anteriormente citados), pentaédricos e elementos de vigas para os parafusos. Os carregamentos foram aplicados em passos de forma similar a Balasubramanian, et al. (1991), entretanto não foi realizada e nem considerada nenhuma distribuição de temperatura no motor. Apesar de considerar elementos de projeto do bloco de motores, esse trabalho está mais ligado ao projeto do componente cabeçote.

O trabalho de Boff (2003) propõe o uso de materiais alternativos para o bloco de motores, como o ferro fundido vermicular. Para isso o autor cria uma geometria de um quarto do bloco com algumas simplificações a partir de um motor comercial disponível. Com base em alguns dados geométricos e de operação do motor é calculada a curva de pressão teórica. Para o cálculo das distribuições das forças do virabrequim sobre os mancais é usada a aproximação que a carga é dividida igualmente entre os mancais adjacentes ao cilindro. A malha é composta de elementos tetraédricos de segunda ordem, com o pré-processamento realizado no software I-DEAS. Os casos de carregamento considerados foram de pré-tensão dos parafusos, pressão máxima da câmara de combustão e força máxima nos mancais. Nesse trabalho, maior destaque foi dado ao pós-processamento e à análise dos resultados. O critério de falha utilizado para as tensões foi o da tensão máxima principal, já em relação as deformações foram analisadas os casos de deformações dos cilindros e dos mancais. Em relação à fadiga foram escolhidas regiões críticas e os estados de tensão para determinados nós foram selecionados e, então, aplicado o critério de Dolan.

A primeira parte do trabalho apresentado por Dharan et al. (2013) é focada em uma detalhada análise da camisa d'água seguida de uma análise das temperaturas em todo o motor. Em seguida, são analisadas as deformações dos cilindros, considerando os carregamentos de montagem, distribuição de temperatura e esforços da combustão. Diferente dos trabalhos anteriores, nesse trabalho são considerados componentes externos ao motor responsáveis, em parte, pelo suporte de sua estrutura. A malha utilizada é basicamente tetraédrica, sendo mais grosseira nos componentes estruturais de suporte do que no motor em si. Mais uma vez não foram apresentados detalhes sobre os esforços considerados nos mancais principais, apenas foi feita uma observação de que eles foram calculados a partir do diagrama polar de carregamento. Os resultados das tensões foram analisados apenas por critérios estáticos, que nesse caso foi a tensão equivalente de von Mises comparada a tensão máxima de compressão do material. Também, foram realizados uma análise NVH no motor e um projeto do sistema de lubrificação.

A metodologia apresentada por Londhe, Yadav e Mulemane (2009) para projeto de bloco de motores é focada na otimização da estrutura através do estudo das tensões. Nesse trabalho, o bloco é dividido em regiões, e cada região é predominantemente projetada para responder a determinado tipo de esforço, podendo ser térmico, vibração e ruído, e esforços da combustão. A metodologia é baseada na suposição que os efeitos dos esforços que são predominantes em outras áreas (e as possíveis alterações da estrutura), não afetam significativamente a região em estudo. A metodologia propõe que uma otimização da região afetada pelos esforços da combustão (próximas aos mancais principais) seja realizada de forma independente do andamento do projeto das demais regiões. Entretanto no estudo de caso realizado o sistema de lubrificação é tido como predefinido. Na versão mais detalhada a malha utilizada é composta de tetraedros de segunda ordem. São considerados os carregamentos de montagem de pré-tensão para os parafusos e de interferência das bronzinas. O bloco é restringido em todos os graus de liberdade na sua parte superior. Não houve no trabalho a apresentação do cálculo ou outro tipo de informação sobre as forças de reações nos mancais que foram consideradas. Apesar do foco na otimização da estrutura, ao final, com a geometria já otimizada, uma nova etapa de análise de tensão com maiores detalhes nos carregamentos e condições de contorno é realizada. Por fim, uma análise de fadiga é mais uma vez realizada para garantir os resultados da otimização.

O objetivo do trabalho de Stepheson (2009) foi projetar um motor compacto com alta densidade de potência, utilizando como base o uso da tecnologia downsizing. Nesse trabalho foi utilizada uma metodologia bastante próxima das utilizadas atualmente no desenvolvimento de motores. Foram realizadas análises estruturais de componentes importantes como a biela e o virabrequim, além de uma análise termo-estrutural do cabeçote e bloco do motor. Foi realizada, também, uma análise térmica no cabeçote e bloco do motor com o uso de dados a partir de análises CFD. Na análise estrutural do bloco, em relação aos carregamentos de montagem, foram considerados os apertos dos parafusos com pré-tensão e as interferências das bronzinas nos mancais. Um software comercial foi utilizado no cálculo das forças de reações nos mancais principais. Análises dinâmicas foram feitas a partir das rotações baixas até a máxima rotação; dentre os resultados obtidos quatro casos de estudos foram selecionados para cada mancal. Segundo a metodologia adotada, as análises de tensão e deformação foram realizadas em passos: somente cargas de montagem, aplicação da distribuição de temperatura e, então, caso a caso os esforços de combustão selecionados. Os estados de tensão para cada

passo considerado foram introduzidos no software de fadiga, FEMFAT®, para a análise da durabilidade do motor.

No trabalho de Mendes, Kanpolat e Rauschen (2013), os resultados de dois métodos de projeto de bloco de motores são comparados; a diferença entre os métodos está basicamente nas forças de reação entre o virabrequim e o bloco. O autor denomina como método tradicional a simulação quase estática do bloco do motor. No novo método é proposta uma simulação híbrida com as forças dinâmicas e as vibrações sendo computadas por um modelo analítico da dinâmica de múltiplos corpos elásticos (E-MBS) com os resultados em uma posterior análise por elementos finitos (FEA). O modelo E-MBS conta com 12 nós representando cada bronzina e três nós para cada parte do virabrequim em contato com o mancal. Foram feitas medições experimentais das deformações e os resultados comparados com os obtidos com o modelo E-MBS. A metodologia proposta foi, então, empregada no estudo de uma falha por fadiga real de um bloco de motor. Como a trinca havia ocorrido no primeiro mancal, os casos de máximo e mínimo carregamento para este mancal (obtidos na simulação E-MBS) foram considerados em uma análise de tensão em um *software* MEF. Com os resultados de tensão e deformação foram realizadas análises de fadiga.

Os trabalhos de Cornforth (1985) e Balasubramanian et al. (1991) foram apresentados aqui como parte do histórico do projeto de componentes de motores com base em FEA. Chyuan (2000) e Boff (2003) são trabalhos mais recentes, entretanto ainda utilizavam grande simplificações geométricas. A metodologia apresentada em Dharan et al. (2013) tem uma abordagem mais geral para o desenvolvimento do bloco de motores e um foco menor na análise estrutural. O trabalho de Londhe, Yadav e Mulemane (2009) apesar de possuir uma metodologia voltada para otimização, possui ideias importantes em relação ao efeito de cada carregamento nas diferentes regiões do bloco. A metodologia de projeto apresentada por Stepheson (2009) é similar a metodologia utilizada nos dias atuais para desenvolvimento de motores, com significativo destaque nas escolhas dos casos de carregamento e na análise de fadiga. Contudo, em Stepheson (2009) softwares comerciais são utilizados nos cálculos das forças de reação nos mancais o que representa alto custo computacional, não sendo indicado para fase iniciais de projeto. Por sua vez a metodologia em Mendes, Kanpolat e Rauschen (2013) não apresenta escolhas dos casos de carregamento a serem estudados, mas utiliza uma metodologia híbrida de baixo custo computacional para o cálculo das reações nos mancais.

Em contrapartida, este trabalho propõe uma nova metodologia híbrida (analítica e FEA) para o cálculo das reações nos mancais; sendo essa de baixo custo computacional e ideal

para fases iniciais de projeto. A escolha do número de casos de carregamentos a serem estudados será tal que com algumas simplificações conseguirá representar bem o comportamento do bloco em relação a fadiga, sem altos custos computacionais. Ao final, critérios estáticos e de fadiga serão utilizados para a análise das tensões.

4 METODOLOGIA

A metodologia proposta neste trabalho pode ser aplicada, com algumas modificações, nos diversos tipos de motores, entretanto para melhor apresentação da metodologia, optou-se por apresentá-la de forma integrada ao caso de estudo do motor EtorQ 1.6L 4 cilindros em linha (apresentado na seção 1.2).

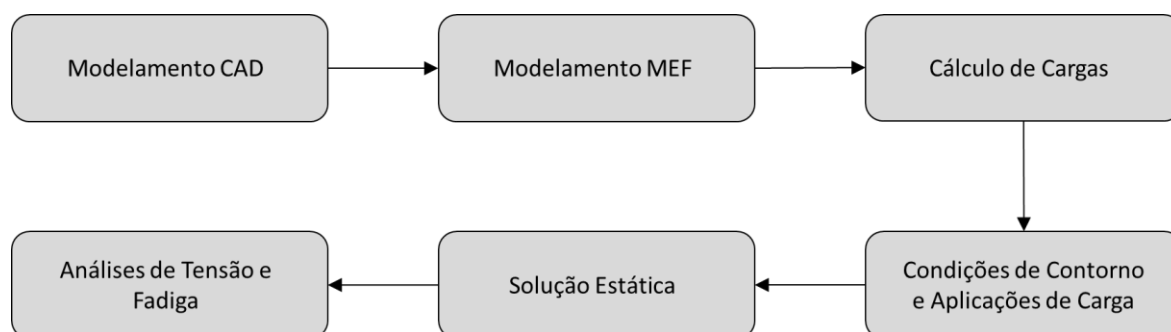
Neste trabalho utilizou-se o *software* comercial ANSYS® como *software* de análise pelo MEF, nas etapas de pré-processamento, solução do problema e pós-processamento das tensões. Na análise de fadiga, o *software* comercial utilizado foi o FEMFAT®. Contudo, outros *softwares* podem ser utilizados para aplicação da metodologia.

4.1 INTRODUÇÃO

A análise por elementos finitos é a base do projeto estrutural atual de motores, dessa forma, a metodologia adotada possui na sua estrutura características básicas do procedimento clássico para FEA apresentada no capítulo 2.

Um diagrama com as principais etapas da metodologia proposta neste trabalho é apresentado na Figura 38.

Figura 38 – Diagrama da metodologia do projeto



Fonte: Adaptado de (VIJAYARAJA e VIJAYARAGAVAN, 2016)

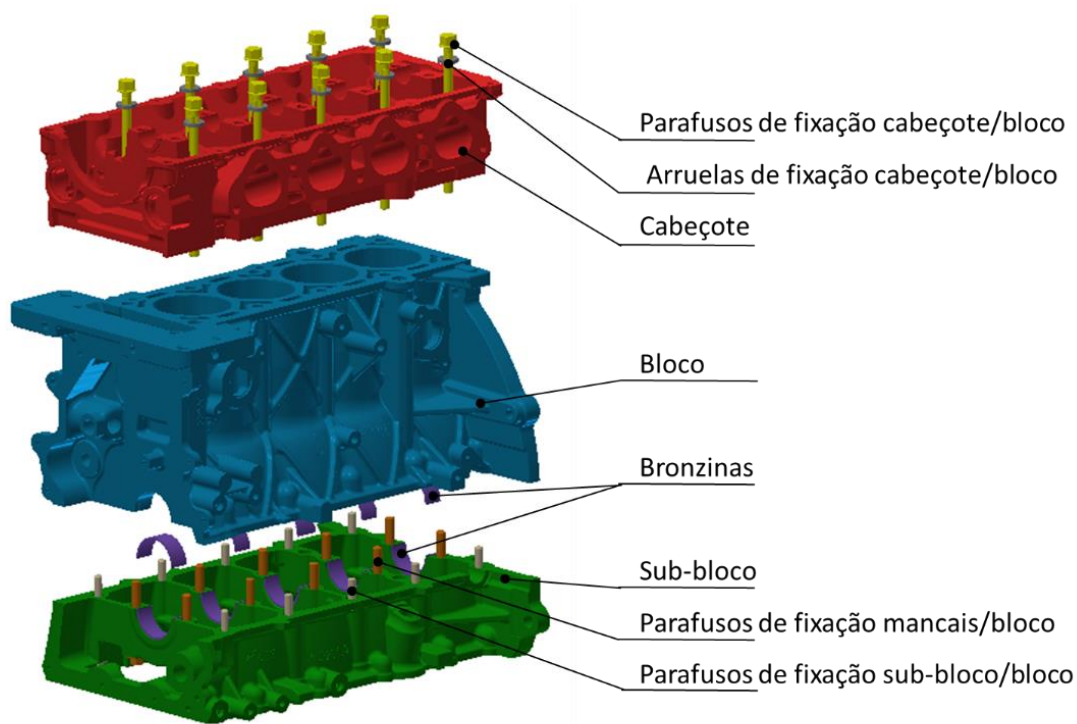
Cada etapa do processo será apresentada de forma detalhada nas seções seguintes. Duas das etapas merecem destaque no desenvolvimento da metodologia: o modelo híbrido proposto para o cálculo das cargas nos mancais principais (seção 4.4.4) e a escolha dos casos de carregamento na etapa de aplicações de carga (seção 4.5.4).

4.2 MODELAMENTO CAD

A geometria CAD dos componentes foi baseada no motor EtorQ 1.6L 16V aspirado, do grupo *FCA automobiles S.A*, sendo adaptado para sobrealimentação através de um turbocompressor acoplado ao coletor de exaustão. Os modelos CAD foram fornecidos pela FCA no formato Parasolid com extensão *.x_t*. Foram apenas considerados para a análise os componentes relacionados ao bloco, seja por atuação direta ou indireta nos carregamentos e condições de contorno. Na Figura 39 são apresentados os componentes considerados na análise.

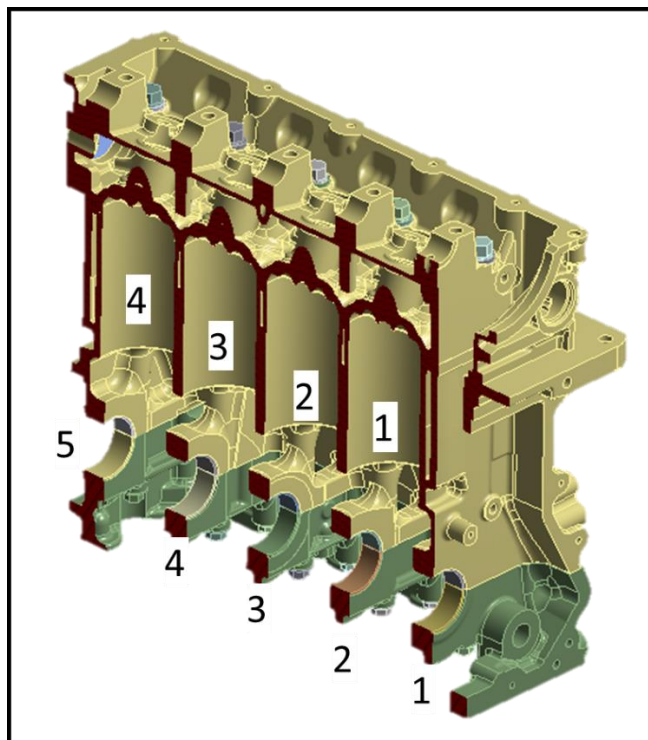
Optou-se por não considerar a junta entre o cabeçote e o bloco, pois nesse trabalho não se prevê o estudo da vedação da região. Em relação a análise estrutural do bloco, a principal influência da junta está relacionada a absorção de parte do pré-tensionamento dos parafusos. Não considerar a junta na análise aumenta o esforço sobre os alojamentos dos parafusos, logo essa suposição é conservativa.

Figura 39 – Componentes estruturais do motor



A Figura 40 apresenta a numeração adotada neste trabalho para os cilindros e os mancais principais do bloco. Adotou-se uma numeração crescente a partir da parte frontal do motor (saída de potências secundárias).

Figura 40 - Numeração dos cilindros e mancais principais



4.3 MODELAMENTO MEF

Nessa etapa são realizadas as discretizações dos modelos, como discutido no capítulo 2, este procedimento é característico do método dos elementos finitos. Para essa etapa, como fora dito, foi utilizado o ANSYS® *Workbench*, mais especificadamente o ambiente Mechanical. Nesse único ambiente é possível acessar o pré, pós-processamento e o *solver*.

O ANSYS® tem um gerador de malha automático bastante autônomo que faz opções de controle de malha baseado no tipo de análise e na geometria do modelo (ANSYS®, 2017). Apesar de ser utilizado um gerador de malha automático, devido à complexidade de alguns componentes (em especial o cabeçote e o bloco), foi dedicado a esta etapa bastante tempo para que se pudesse ajustar os parâmetros e adequar a geometria até se obter uma malha de boa qualidade.

Devido à complexidade da geometria, foram necessárias pequenas modificações e ou simplificações na geometria em alguns componentes:

- Pequenas faces foram agrupadas a faces adjacentes, obtendo-se maiores faces.
- Foram retiradas as estampas de logomarca e numeração de modelo de algumas superfícies;

- Nos parafusos, as roscas e detalhes como ressalto, chanfros e arredondamentos foram simplificados;
- As roscas no bloco também não foram consideradas.

A simplificação do número de faces no cabeçote foi fundamental para garantir a viabilidade da criação da malha, visto que o cabeçote possuía mais de 13 mil faces. Além das modificações na geometria foi utilizada a ferramenta “*Virtual topology*” cujo objetivo também é unir faces adjacentes, mas dessa vez apenas virtualmente.

O projeto de uniões parafusadas merece atenção especial e algumas considerações importantes no modelo da análise. Não sendo um dos objetivos deste trabalho, as simplificações das roscas foram realizadas. Mais informações sobre esse tipo de análise podem ser encontradas em (KURIBARA *et al.* 2010).

Na malha dos componentes, foram utilizados elementos tetraédricos de segunda ordem e elementos hexaédricos. Os elementos hexaédricos foram utilizados nos componentes de geometria mais simples como arruelas, parafusos e bronzinas. O resultado do uso desses elementos foram malhas estruturadas na maior parte dos componentes (Figura 41). Já os elementos tetraédricos foram utilizados nas malhas dos componentes de geometria complexa como o cabeçote, bloco e sub-bloco. As malhas desses componentes são não estruturadas (Figura 42).

Figura 41 – Malhas estruturadas

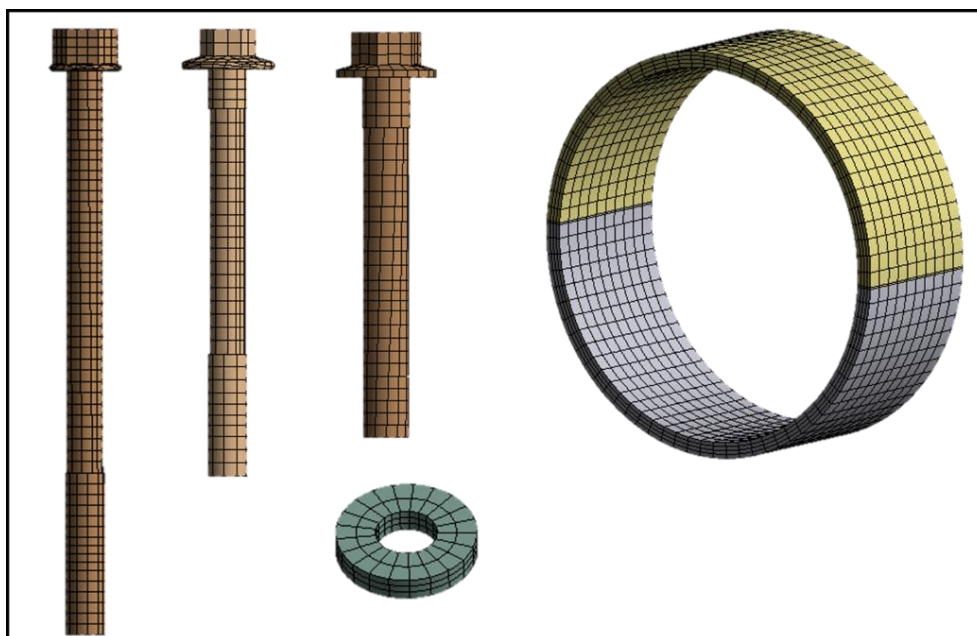
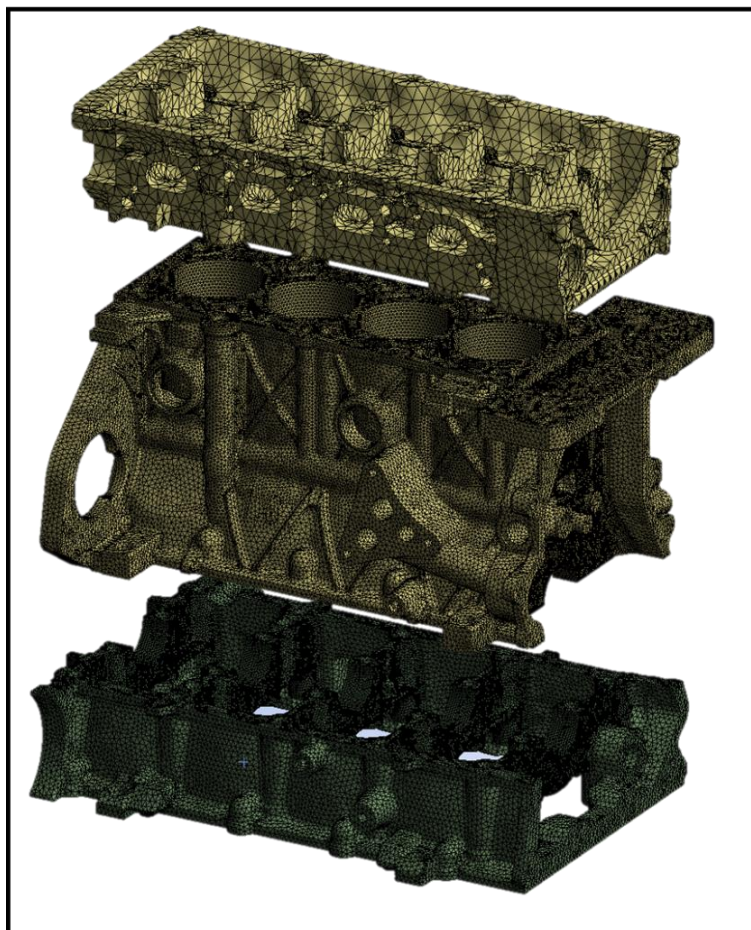


Figura 42 – Malha não estruturada



Na Tabela 2 são apresentados os tipos de elementos de cada componente, além do número de nós e elementos das malhas.

Tabela 2 – Detalhes das malhas dos componentes

Componente	Tipo de Elemento	Nº de Nós	Nº de Elementos
Cabeçote	Tetraédrico 2ª	269.466	158.870
Bloco	Tetraédrico 2ª	1.663.758	1.023.890
sub-bloco	Tetraédrico 2ª	669.195	404.243
Cj. Parafusos Cabeçote	Hexaédrico	70.080	18.805
Cj. Parafusos Mancais	Hexaédrico	40.137	10.966
Cj. Parafusos Sub-bloco	Hexaédrico	43.379	12.480
Bronzinas	Hexaédrico	79.010	15.200
Arruelas Cabeçote	Hexaédrico	8.610	1.260
TOTAL		2.843.635	1.645.714

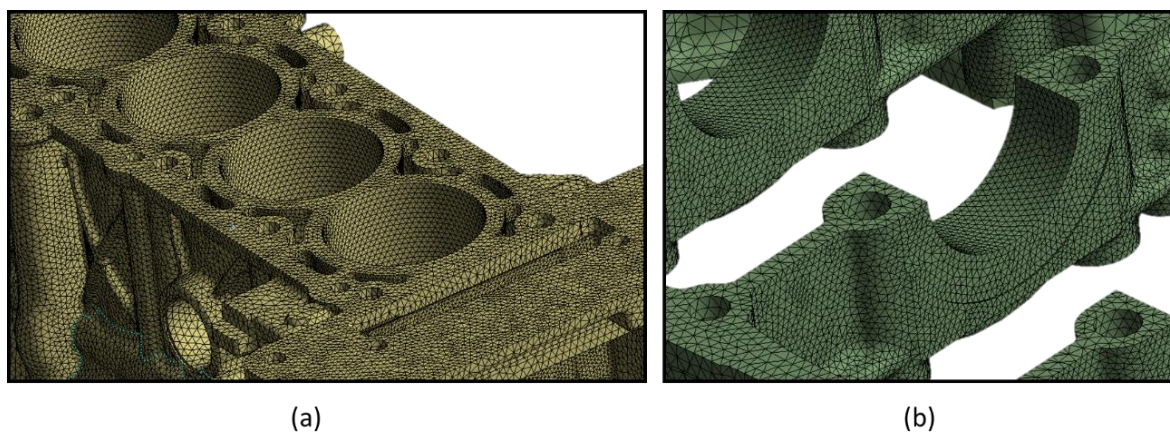
Os tamanhos dos elementos foram escolhidos de acordo com as dimensões dos componentes e também com relação a sua importância na análise. Os parafusos, arruelas e bronzinas possuem o mesmo tamanho de elemento, entretanto devido a importância do comportamento da bronzina para o carregamento do mancal, foi estipulado um número mínimo de três elementos na direção da espessura. No caso do cabeçote, esse possui um tamanho de elemento maior do que o bloco e sub-bloco mesmo possuindo uma geometria mais complexa. Essa escolha foi tomada levando em consideração a maior importância do bloco e sub-bloco por serem os principais objetos de estudo.

Além do tamanho padrão dos elementos, várias faces foram refinadas com o objetivo de reproduzir mais fielmente o comportamento da estrutura em regiões críticas para a análise. Foram consideradas regiões críticas:

- Faces de contato entre elementos com significativas deformações ou deformações iniciais
- Regiões com interesse de estudo devido a altas tensões ou à fadiga.

Na Figura 43 são apresentados alguns exemplos de refinamentos na malha. Foram apresentados nessa figura, a face de contato do bloco e do cabeçote (a), e as faces dos mancais em contato com as bronzinas e regiões próximas aos mancais principais (b).

Figura 43 – Regiões com malha refinada



Foi utilizado o refinamento de faces na maioria dos casos, isso devido ao menor número de elementos resultantes (menor custo computacional) e ao fato da característica de falha por fadiga, iniciadas geralmente em faces.

4.4 CÁLCULO DE CARGAS

Motores de combustão interna estão sujeitos a carregamentos termo-mecânicos cíclicos e submetidos a um grande range de condições de operações em termos de frequência e amplitudes (FONTANESI e GIACOPINI, 2013). No projeto do bloco de motores foram consideradas três tipos de cargas: térmica, de montagem, e de combustão e inércia.

4.4.1 Cálculo dos esforços devido a carga térmica

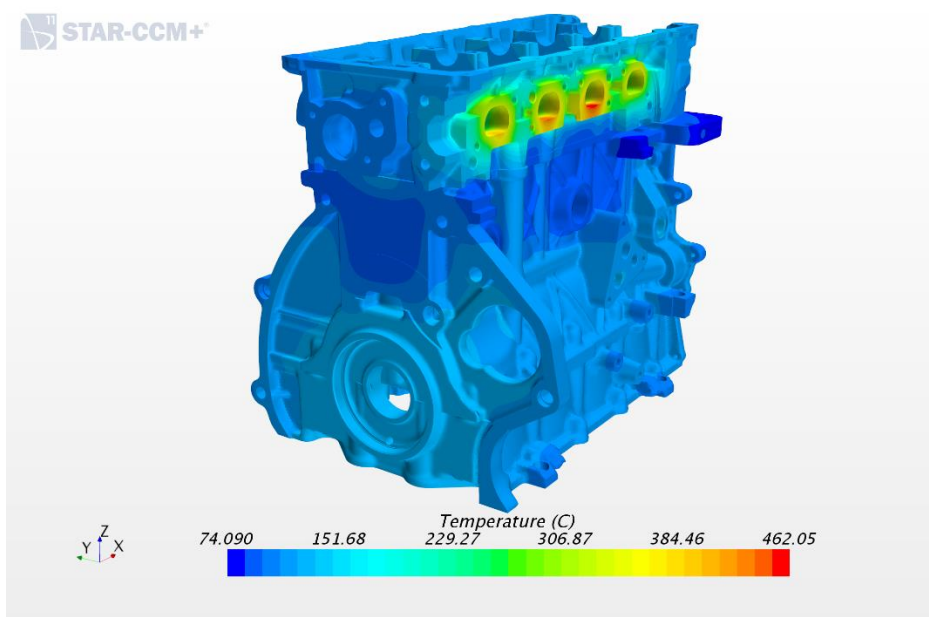
Esse carregamento ocorre quando o motor está aquecido, pois nessa situação esse apresenta uma distribuição de temperatura não uniforme e regiões com diferentes rigidezes. Como explicado anteriormente, a análise computacional fluido dinâmica foi realizada por uma equipe do mesmo projeto que ao final do processo de simulação obteve a distribuição das temperaturas no motor, também chamado de mapa térmico do motor. Essas temperaturas são calculadas para um estado de equilíbrio (estado permanente) que ocorre após um certo tempo de funcionamento do motor. Detalhes sobre a obtenção do mapa térmico podem ser encontrado no trabalho de Alves (2018).

Para se obter a distribuição de temperaturas dos componentes é necessário considerar diversos fatores de funcionamento, como vazão do fluido de arrefecimento, fluxo de calor da combustão para cada componente, e coeficientes de convecção da interação fluido/sólido do sistema de arrefecimento (FONTANESI e GIACOPINI, 2013). Essas informações são obtidas de forma experimental ou através de *softwares* que simulam o comportamento de todo o motor de forma analítica e numérica, denominadas aqui de simulação 1D (uma dimensão) (FONTANESI e GIACOPINI, 2013). A equipe utilizou as informações do trabalho para caracterização e adaptação do sistema de sobrealimentação no presente motor em estudo (GERVÁSIO, 2017). O *software* utilizado no trabalho em Geváriosio (2017) foi o GT-POWER.

A equipe responsável pela análise CFD utilizou o software STAR-CCM na simulação tridimensional, obtendo como um dos resultados a distribuição de temperatura do motor. Na Figura 44 pode ser observado o mapa de temperaturas do motor nos componentes considerados na análise termo-estrutural.

Mais informações sobre a metodologia adotada para o cálculo do mapa térmico podem ser encontradas em trabalhos similares aos realizados pela equipe de CFD em Fontanese e Giacopini (2013), Jahangirian et al (2015) e Etemad et al. (2005).

Figura 44 – Mapa térmico STAR-CCM



Pode-se observar, a partir do contexto acima, que os cálculos das cargas térmicas são feitos de forma implícita. Os esforços gerados pela distribuição de temperatura são considerados através das deformações dos componentes na própria análise termo-estrutural do bloco e as correspondentes tensões térmicas.

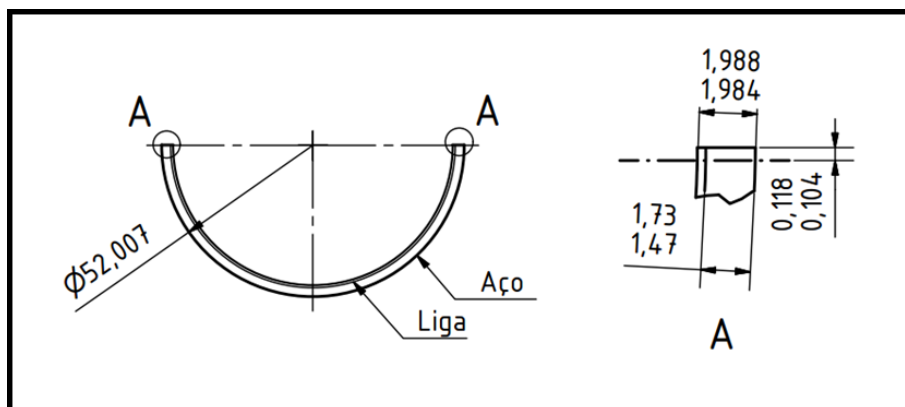
4.4.2 Carga devido a montagem

Outra classe de carregamento importante na análise do bloco é referente à montagem de alguns componentes no bloco, como bronzinas, parafusos de fixação do cabeçote e do sub-bloco, e os parafusos dos mancais principais.

As bronzinas, como apresentado no Capítulo 2, são geralmente confeccionadas de forma semicircular. Cada bronzina é produzida com dimensões maiores que o alojamento do mancal, fazendo com que na montagem as bronzinas do bloco e do sub-bloco sejam comprimidas e se ajustem no alojamento. Essa deformação gerada na montagem acarreta grandes pressões normais entre a bronzina e a superfície de alojamento do mancal, conseqüentemente maior força de atrito é imposta entre as superfícies, evitando assim indesejados deslocamentos entre a bronzina e o mancal.

Simplificações foram feitas na geometria das bronzinas, onde foram retirados alguns entalhes. Na Figura 45 são apresentadas (em *mm*) as dimensões e tolerâncias consideradas para as bronzinas.

Figura 45 – Dimensões das bronzinas



Apesar de possuir outra camada de uma liga diferente de aço (menos resistente), para fins de simulação foi considerada toda a espessura como sendo de aço.

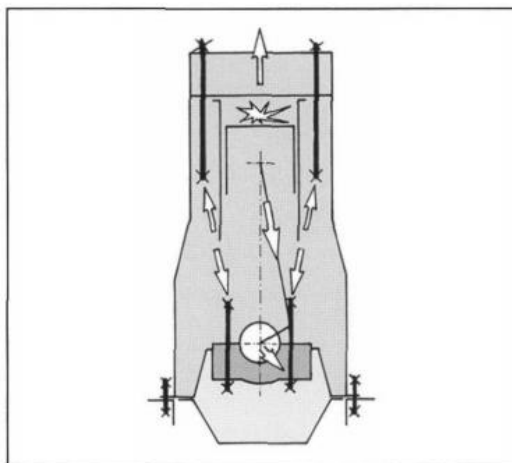
Assim como nas cargas térmicas, as cargas de montagem das bronzinas não são efetivamente calculadas. Como será apresentado mais à frente, a interferência da geometria das bronzinas será considerada na análise como deformação inicial.

Em relação aos parafusos de fixação, seus carregamentos de montagem não estão relacionados a interferências ou sobremetal, os carregamentos são relativos ao pré-tensionamento realizado na montagem.

Na prática, esse tensionamento é feito através do aperto dos parafusos com a aplicação de torque. Na análise estrutural, o pré-tensionamento é realizado através da aplicação de forças opostas axiais, no sentido contrário ao qual serão expostos durante o funcionamento do motor. O objetivo é que seja necessária uma força igual ou maior à aplicada no pré-tensionamento para que não haja o movimento relativo entre as superfícies de contato dos componentes fixados. A Figura 17 (b) é repetida a seguir para facilitar a visualização dos esforços aos quais os parafusos são expostos.

Para cada conjunto de parafuso as forças aplicadas no pré-tensionamento são diferentes e dependem de características geométricas dos parafusos e dos esforços aos quais os componentes a serem fixados são expostos. A Tabela 3 apresenta as cargas axiais a serem aplicadas a cada conjunto de parafuso, os valores foram fornecidos pela FCA.

Figura 17 - Exemplos de conexões roscadas críticas (b)



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

Tabela 3 – Cargas axiais aplicadas nos conjuntos de parafusos

Local de aplicação	Carga [N]
Cabeçote/Bloco	55.000
Sub-bloco/Bloco	19.615
Mancais principais/Bloco	34.320

Fonte: Informações cedidas pela FCA

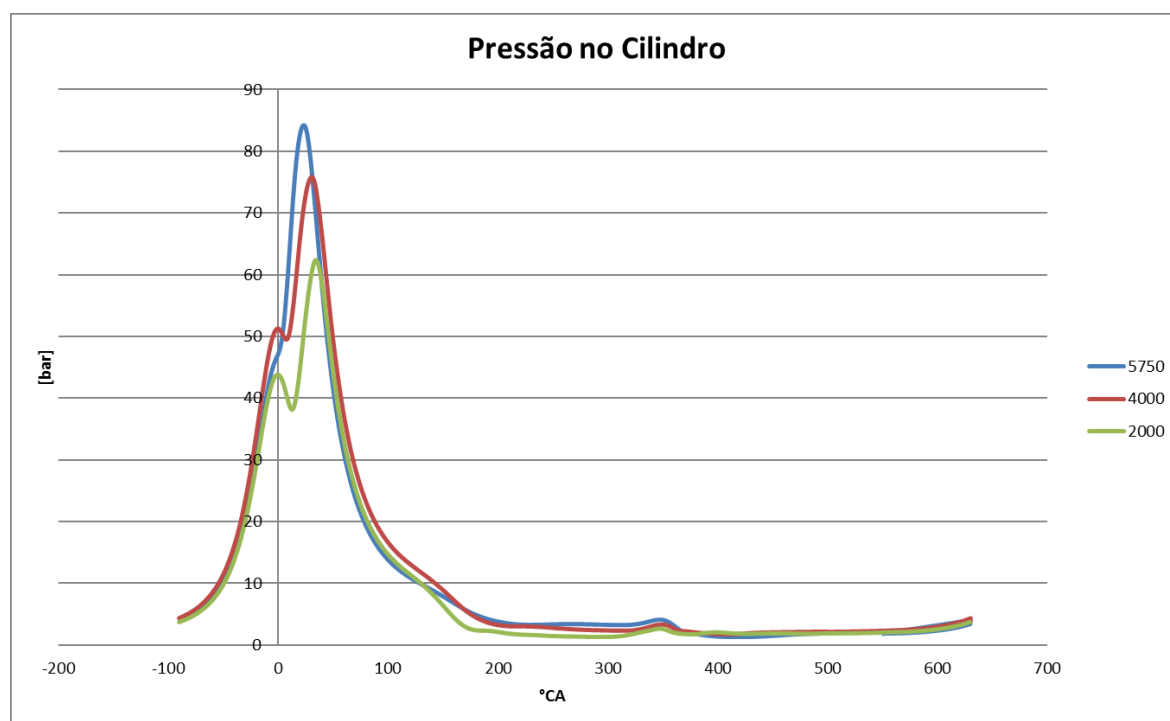
Os valores das cargas usadas foram baseados nos valores utilizados antes da aplicação do sistema de sobrealimentação. Estudos podem ser realizados para verificar a adequabilidade dessas cargas ao novo cenário, entretanto isso não será abordado neste trabalho.

4.4.3 Cargas de Combustão e inércia

Com a combustão, ocorre o aumento da pressão dentro do cilindro, essa pressão atua basicamente sobre três componentes: cabeçote, bloco e pistão. Quando os gases de combustão exercem pressão sobre o cabeçote, a força resultante é distribuída nos parafusos de fixação. No bloco, as paredes do cilindro devem ser rígidas o suficiente para suportar as pressões e apresentar níveis de deformações aceitáveis. Por outro lado, quando a pressão atua sob o pistão, esse transfere a carga pela biela para o virabrequim, que por sua vez está apoiado sobre mancais no bloco. O pistão também desliza dentro do cilindro e aplica forças laterais diretamente sobre o bloco. A Figura 17 pode ser novamente utilizada para entender os carregamentos.

As cargas sob os mancais principais no bloco dependem diretamente das forças atuantes no sistema biela-manivela. As forças atuantes nesse sistema estão relacionadas à pressão dentro do cilindro. Por sua vez, a pressão, para um dado motor a plena carga, varia com o instante no ciclo (ângulo do virabrequim) e com a rotação do motor. Para o motor em estudo, as curvas de pressão de um cilindro em relação ao ângulo do virabrequim (α) são apresentadas na Figura 46 para três rotações.

Figura 46 – Curvas de pressão motor EtorQ EVO 1.6l sobrealimentado



Fonte: (GERVÁSIO, 2017)

As rotações apresentadas na Figura 46 são pontos característicos do funcionamento do motor. A 2000rpm o motor apresenta alto torque (254,55 N.m) a baixa rotação, a 4000rpm o motor apresenta torque máximo (255,56 N.m) e a 5750rpm o motor apresenta potência máxima (119,54kW). As curvas de pressão e demais informações de torque e potência são encontrados no trabalho de (GERVÁSIO, 2017).

Devido ao tipo de movimento realizado pelo sistema biela-manivela e às altas rotações do motor, devem ser consideradas as forças de inércia junto às cargas de combustão (SAE INTERNATIONAL, 2004).

Uma vez que a pressão depende do ângulo α e que os cilindros de um motor estão em tempos diferentes, as forças de pressão e inércia são diferentes para cada cilindro em um determinado instante. O virabrequim por sua vez é um eixo único conectado a todos os pistões

e bielas, e conseqüentemente sofre carregamentos diferentes nas suas diferentes seções em um mesmo instante. Conclui-se então, que além da determinação das cargas de pressão e inércia é necessária uma metodologia para determinar as reações em cada mancal principal a partir das forças em cada cilindro.

4.4.3.1 Forças de pressão e inércia

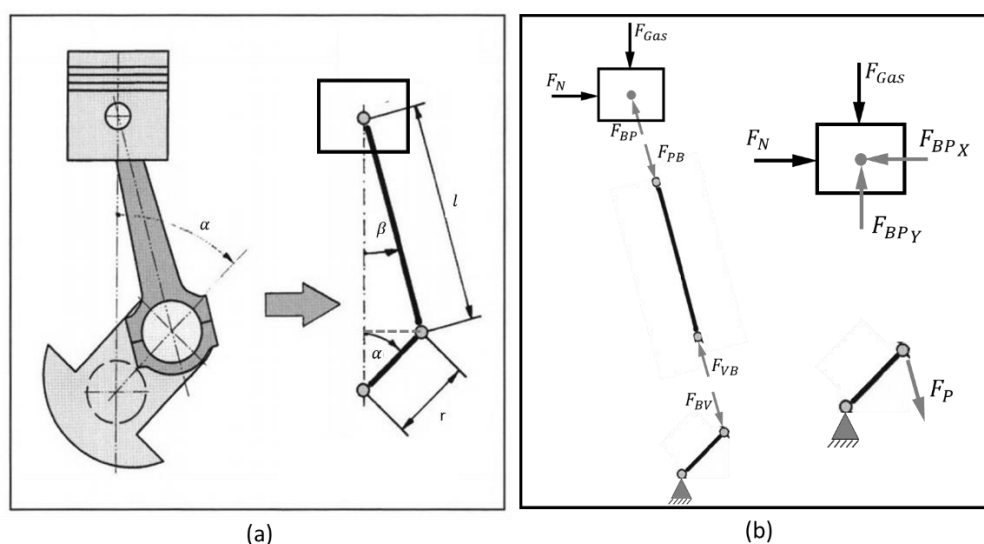
Para as forças de pressão e inércia, de uma forma geral os cálculos que serão apresentados aqui foram baseados em metodologias bastante clássicas. A determinação correta dessas forças e o entendimento dos seus comportamentos é fundamental para o cálculo correto das cargas no bloco. Os cálculos das forças de pressão e inércia podem ser encontradas em livros específicos de motores de combustão interna (SAE International (2004) e Brunetti (2012)), ou até mesmo em livros de Dinâmica clássica (Hibbeler (2011)).

O sistema será analisado considerando que cada instante está em equilíbrio, ou seja, será realizada uma análise quase estática. As considerações e equações serão desenvolvidas para uma posição genérica do sistema, de tal forma que, poderão ser aplicadas para qualquer posição e instante do funcionamento.

a) Forças de pressão

As características geométricas e o diagrama de força (considerando a força de pressão) para o sistema biela-manivela são apresentados na Figura 47.

Figura 47 – Sistema biela manivela – características geométricas e diagrama de forças



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

O sistema biela-manivela foi apresentado esquematicamente na Figura 47 (a), considerando o eixo do cilindro e os eixos dos demais componentes. O ângulo β representa o ângulo entre o eixo do virabrequim e o eixo do cilindro, o ângulo α é o ângulo do virabrequim, o raio da manivela é representado por r e o comprimento de centro a centro da biela é representado por l . Analisando o triângulo formado pelos eixos dos componentes, é possível encontrar uma relação entre α e β dividindo esse triângulo em dois triângulos retângulos e comparando o lado comum (Equação 7).

$$l \sin \beta = r \sin \alpha \quad (7)$$

Ou ainda

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{r}{l} \sin \alpha \right) \text{ ou } \beta = \sin^{-1} (\lambda \sin \alpha) \quad (8)$$

Onde, $\lambda = \frac{r}{l}$.

A força dos gases (F_{Gas}) sob o pistão pode ser calculada considerando a pressão dos gases no cilindro (p_{cil}) atuando sob a área transversal equivalente à do cilindro (Equação 9).

$$F_{Gas} = -p_{cil} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (9)$$

Uma vez calculada a força atuante sobre o pistão, é necessário encontrar a carga atuante sobre a seção correspondente do virabrequim, chamada aqui de força de pressão F_p . Para isso foi feito um diagrama de corpo livre do sistema, considerando as forças externas e as forças de ação e reação dos contatos entre os componentes (Figura 47 (b)). Nessa análise o apoio referente aos mancais foi mantido, pois o cálculo das reações dos mancais, como será explicado mais adiante, é uma função das forças de todos os cilindros.

Considerando somente as forças que atuam sob o pistão (Figura 47 (b)) e considerando esse em equilíbrio, tem-se:

$$F_{BP_y} = F_{Gas} \quad (10)$$

$$F_N = F_{BP_x} \quad (11)$$

Como há apenas duas forças atuando sobre a biela, a direção das forças F_{BP} e F_{BV} é coincidente com o eixo da biela (β). Logo,

$$F_{BP_y} = F_{BP} \cos \beta \quad (12)$$

$$F_{BP_x} = F_{BP} \sin \beta \quad (13)$$

Substituindo as equações 12 e 13 nas equações 10 e 11, tem-se

$$F_{BP} = \frac{F_{Gas}}{\cos \beta} \quad (14)$$

$$F_N = F_{Gas} \tan \beta \quad (15)$$

Considerando que a biela está em equilíbrio e que as forças de ação e reação são iguais, a força da biela sob o virabrequim é dada por:

$$F_{BV} = F_{BP} = \frac{F_{Gas}}{\cos \beta} \quad (16)$$

Se considerarmos o sistema equivalente para o virabrequim apresentado na Figura 47 (b), pode-se substituir a força F_{BV} pela força de pressão F_p . Na análise estática das forças sobre o virabrequim até o momento ainda não feita nenhuma consideração sobre o torque no sistema. Logo F_p é dada por:

$$F_p = \frac{F_{Gas}}{\cos \beta} \quad (17)$$

Na metodologia adotada não foram consideradas as influências das forças normais de contato do pistão com o cilindro. Essas forças são em geral pequenas quando comparadas às forças de pressão e a rigidez dos cilindros são principalmente determinadas em relação as deformações devido às altas temperaturas.

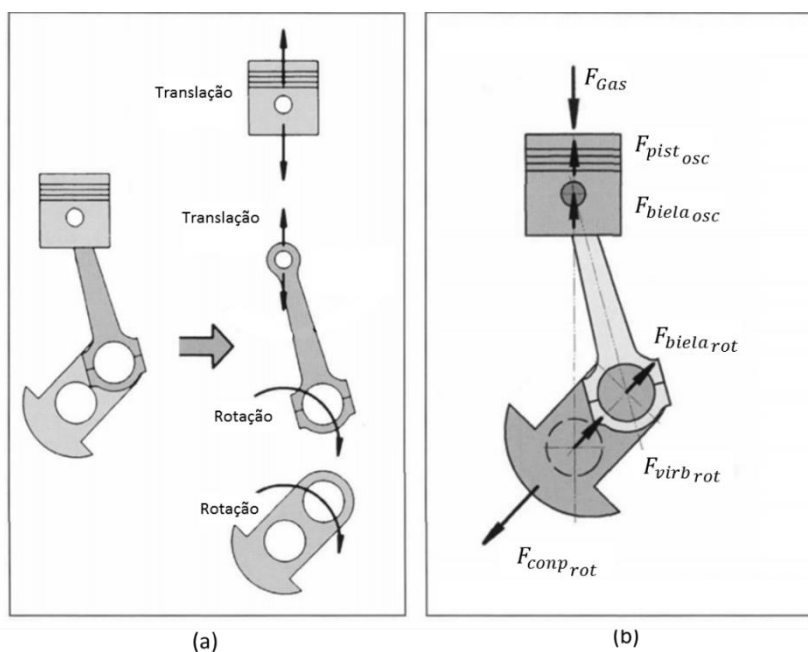
b) Forças de inércia

O sistema biela-manivela de motores alternativos são compostos por pistões com anéis, pino do pistão, biela, virabrequim com contrapeso, e os mancais que conectam a biela ao pistão e ao virabrequim. Neste trabalho as massas dos anéis, do pino e do mancal do pistão serão adicionadas a massa do pistão; a massa do mancal entre a biela e o virabrequim será considerada junto ao virabrequim. Com essas considerações a análise das cargas dinâmicas ficam restritas a três componentes e seus movimentos característicos (Figura 48 (a)).

Durante o funcionamento do motor, o pistão executa um movimento de translação oscilatório na direção do eixo do cilindro do PMS até o PMI, a biela executa um movimento composto que pode ser interpretado como dois movimentos simples: translação e rotação. O virabrequim apresenta apenas o movimento de rotação.

As forças de inércia, devido às acelerações das massas dos componentes, são apresentadas na Figura 48 (b). A força devido à pressão dos gases de combustão foi representada para se justificar a posição das forças de oscilação.

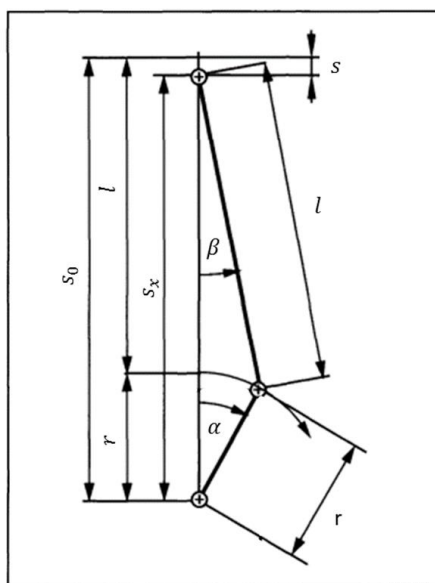
Figura 48 – Movimentos característicos e forças de inércia do sistema biela manivela



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

Antes de calcular-se as forças de inércia envolvidas, é necessário um entendimento mais detalhado do comportamento cinético do sistema. A Figura 49 (a) apresenta relações geométricas do sistema usadas na análise cinemática.

Figura 49 – Relações geométricas da análise cinemática



Fonte: Adaptado de (SAE INTERNATIONAL, 2004)

O deslocamento do pistão tem como referência o PMS e é representado por s na Figura 49. O valor do deslocamento pode ser encontrado pela diferença entre s_0 e s_x :

$$s = (r + l) - (r \cos \alpha + l \cos \beta) \quad (18)$$

Colocando o ângulo β em função de α e com algumas operações matemáticas (ver referências citadas) encontra-se:

$$s = r(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \cdot \lambda \sin^2 \alpha) \quad (19)$$

Considerando a derivada em relação ao tempo para o deslocamento, pode-se calcular a velocidade instantânea:

$$v = r \cdot \omega (\sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \lambda \sin 2\alpha) \quad (20)$$

Onde ω é a velocidade angular para determinada rotação, associada ao ângulo do virabrequim.

De forma similar à velocidade, a aceleração do pistão é dada por:

$$a_{osc} = r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (21)$$

Para as partes que experimentam movimento de rotação, a aceleração é dada por:

$$a_{rot} = \omega^2 \cdot r \quad (22)$$

Uma vez conhecidas as acelerações para cada tipo de movimento, é possível calcular as forças de inércia envolvidas. Possuindo o pistão uma massa m_{pist} , a força de inércia do pistão pode ser calculada por:

$$F_{pist} = m_{pist} \cdot a_{osc} \quad (23)$$

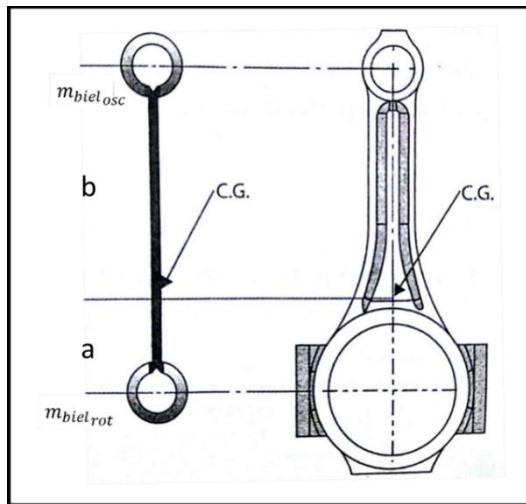
Em relação a biela, por apresentar mais de um tipo de movimento, não é possível considerar a mesma aceleração para toda a sua massa (m_{biel}). Conforme apresentado em Brunetti (2012), uma das técnicas utilizadas é considerar a massa da biela dividida entre duas massas, localizadas nas suas extremidades. Cada massa está relacionada a um dos movimentos principais: oscilação e rotação. A ponderação das massas é feita de forma inversamente proporcional às distâncias ao centro de gravidade a e b . A Figura 50 apresenta a distância a da massa de rotação ao centro de gravidade e a distância b para a massa de oscilação. A distribuição das massas da biela é dada por:

$$m_{biel_{osc}} = \frac{a}{l} \cdot m_{biel} \quad (24)$$

$$m_{biel_{rot}} = \frac{b}{l} \cdot m_{biel} \quad (25)$$

Em bielas de motores automotivos, essa distribuição corresponde a aproximadamente um terço para a massa oscilante e dois terços para a massa rotativa (SAE INTERNATIONAL, 2004).

Figura 50 – Distribuição das massas da biela



Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

As forças de inércia relacionadas à biela são dadas por:

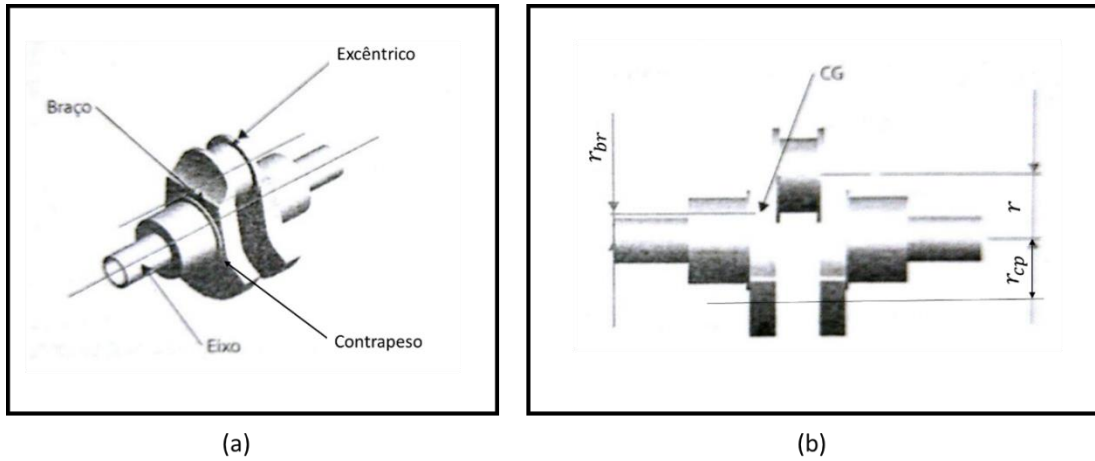
$$F_{biel_{osc}} = m_{biel_{osc}} \cdot a_{osc} \quad (26)$$

$$F_{biel_{rot}} = m_{biel_{rot}} \cdot a_{rot} \quad (27)$$

O virabrequim está exposto a apenas um tipo de movimento, rotação, entretanto algumas considerações em relação à sua geometria precisam ser feitas. Como pode ser observado na Figura 51 (a), cada seção do virabrequim possui três elementos além do eixo: os braços, o excêntrico (colo) e os contrapesos. Uma forma de considerar essa variação na geometria, é calcular a partir da massa do braço (m_{br}) uma massa equivalente ($m_{eq_{br}}$) de forma que esta possa ser considerada a uma distância r (raio da manivela) assim como o excêntrico e a massa rotativa da biela (BRUNETTI, 2012). Com base no centro de gravidade dos braços (r_{br}), apresentado na Figura 51 (b), a massa $m_{eq_{br}}$ pode ser calculada por:

$$m_{eq_{br}} = m_{br} \frac{r_{br}}{r} \quad (28)$$

Figura 51 – Seção do virabrequim para um cilindro



Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

Considerando, também, a massa rotativa do excêntrico (m_{ex}), a Força de inércia rotativa do virabrequim ($F_{virb_{rot}}$) é dada por:

$$F_{virb_{rot}} = (m_{ex} + 2 m_{eq_{br}}) \cdot a_{rot} \quad (29)$$

De forma similar, considerando a massa (m_{comp}) e o raio do CG dos contrapesos (r_{cp}), a força de inércia dos contrapesos ($F_{comp_{rot}}$) é dada por:

$$F_{comp_{rot}} = 2 m_{comp} \cdot \omega^2 \cdot r_{cp} \quad (30)$$

Uma forma de interpretar as forças de inércia é agrupando-as pelo tipo de movimento característico: força de oscilação (F_{osc}), força de rotação (F_{rot}) e a força dos contrapesos (Figura 52).

$$F_{osc} = F_{pist} + F_{biel_{osc}} \quad (31)$$

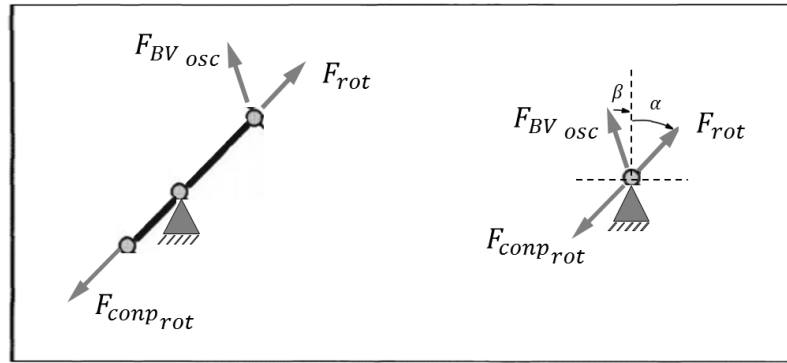
$$F_{rot} = F_{biel_{rot}} + F_{virb_{rot}} \quad (32)$$

Ou ainda,

$$F_{osc} = \left(m_{pist} + \frac{a}{l} \cdot m_{biel} \right) \cdot a_{osc} \quad (33)$$

$$F_{rot} = \left(\frac{b}{l} \cdot m_{biel} + m_{ex} + 2 \cdot m_{br} \frac{r_{br}}{r} \right) \cdot a_{rot} \quad (34)$$

Figura 52 – Sistema das forças de inércia



Aplicando um diagrama de força similar ao utilizado para a força de pressão na Figura 47, pode-se encontrar a força aplicada no virabrequim pela biela devido a Força de oscilação ($F_{BV_{osc}}$) pela equação:

$$F_{BV_{osc}} = \frac{F_{osc}}{\cos \beta} \quad (35)$$

c) Forças atuantes no virabrequim

Apesar das forças de pressão e inércia terem sido apresentadas separadamente, nesta seção, elas atuam simultaneamente no sistema (Figura 53 (a)). Inicialmente foram somadas as forças atuantes na direção da biela, F_p e $F_{BV_{osc}}$, e a resultante denominada força sobre o eixo virabrequim (F_{vb}), dada pela Equação 36 (Figura 53 (b)).

$$F_{vb} = (-F_p + F_{BV_{osc}}) \quad (36)$$

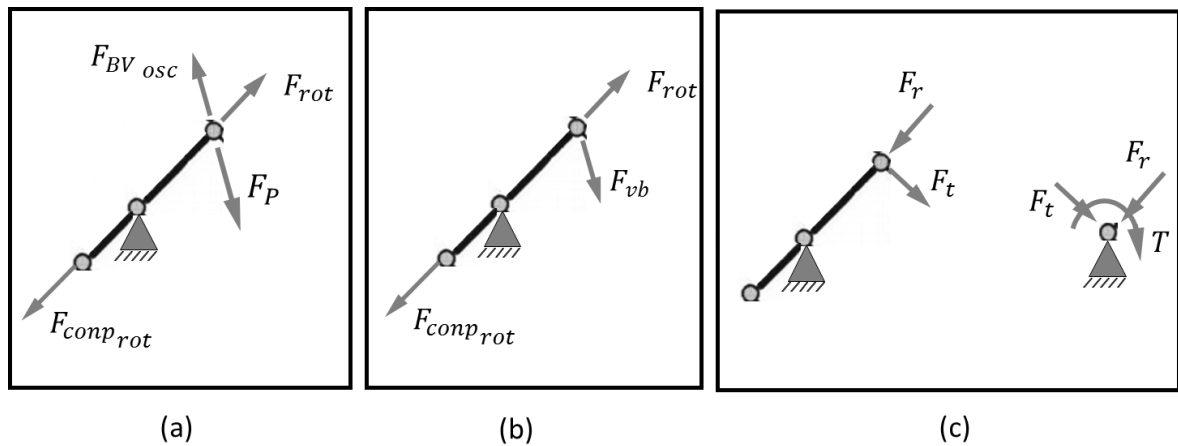
Para aplicação futura da metodologia de cálculo das forças atuantes sobre os mancais principais, as forças serão decompostas em força radial (F_r) e tangencial (F_t) em relação ao virabrequim (Figura 53 (c)).

$$F_r = -F_{vb} \cdot \cos (\alpha + \beta) + F_{rot} - F_{conp_{rot}} \quad (37)$$

$$F_t = F_{vb} \cdot \sin (\alpha + \beta) \quad (38)$$

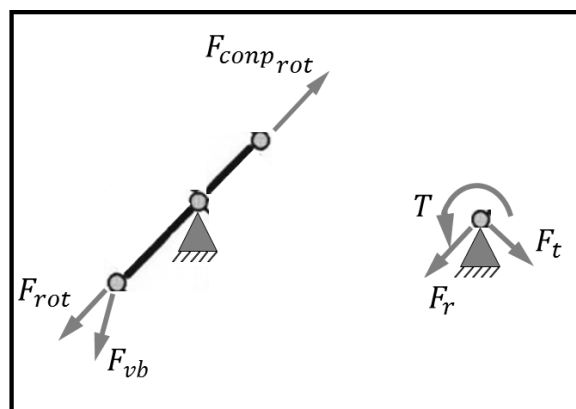
Do ponto de vista estrutural é interessante considerar o sistema equivalente de forças, também apresentado na Figura 53 (c), composto por um torque T e as forças equivalentes radial e tangencial de mesma magnitude e direção. Apesar desse torque ser responsável pelo trabalho útil no motor, ele do ponto de vista estático é relevante apenas para o projeto do virabrequim.

Figura 53 – Sistemas de forças do virabrequim



É importante observar que as configurações das forças apresentadas na Figura 53 consideraram a direção radial do cilindro 1 no início do ciclo. A Figura 54 apresenta a composição das forças radiais e tangenciais do cilindro 2 para um mesmo ângulo do virabrequim. A diferença das direções existe devido a geometria do virabrequim para motores de 4 cilindros em linha, onde os excêntricos dos cilindros 1 e 4 são opostos aos dos cilindros 2 e 3.

Figura 54 – Sistemas de força no virabrequim para o cilindro 2



4.4.4 Cargas sobre os mancais principais do bloco

Uma vez conhecidas as cargas atuantes no virabrequim para cada cilindro, é necessário entender a influência dessas cargas sobre os mancais do bloco. Nas últimas décadas, várias metodologias foram propostas, com base em soluções rápidas e soluções precisas para o problema. As soluções analíticas e semi-analíticas, em geral, apresentam baixo custo computacional com respostas rápidas, entretanto a qualidade da solução é prejudicada. Por outro lado, as soluções numéricas com respostas com alta precisão, apresentam alto custo computacional e elevados investimento em *hardwares* e *softwares*. Logo, soluções otimizadas

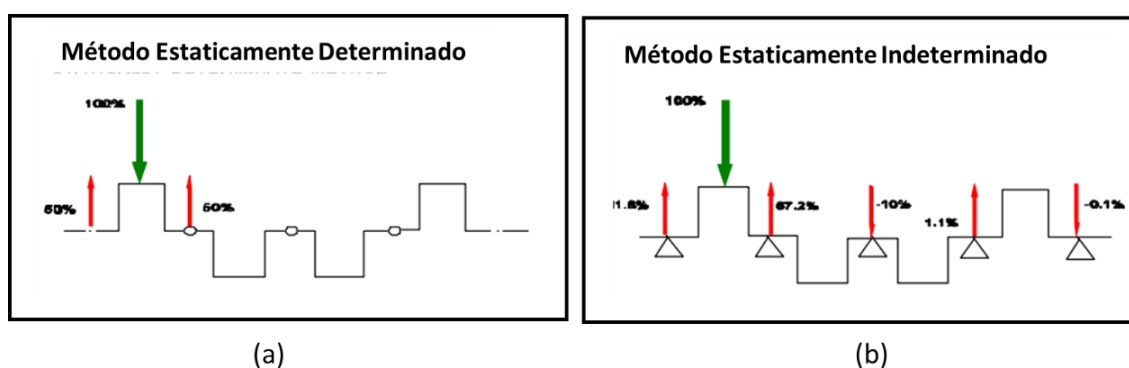
em relação ao tempo de resposta, ao custo computacional e precisão não são facilmente obtidas. Entretanto, neste trabalho será proposta uma metodologia híbrida (analítica/numérica) para fases iniciais de projeto que procura um novo equilíbrio entre custo computacional, número de softwares utilizados e precisão.

4.4.4.1 Estado da arte (metodologias disponíveis)

A determinação das cargas aos quais os mancais são expostos é uma tarefa complexa, e para tal algumas simplificações vêm sendo usadas. A solução mais clássica dada ao problema foi considerar o sistema de forças no virabrequim e os seus apoios um sistema estaticamente determinado. Nesse caso, a influência das forças de pressão e inércia de cada cilindro é restrita aos mancais adjacentes, ou seja, não é considerado a elasticidade do virabrequim (Figura 55 (a)). Exemplos dessa metodologia podem ser encontrados em Cho et al. (2002), Tinaut et al (2000), e Stanley e Taraza (2004).

Uma outra solução, mais realística, considera o efeito das forças de cada cilindro em todos os mancais, este método é chamado de estaticamente indeterminado (Figura 55 (b)). Nesse método, um sistema com as forças dos cilindros e as forças de reação de todo os mancais é montado e as deformações do eixo precisam ser computadas para solução do sistema. Nesse caso o eixo é considerado contínuo com uma única seção transversal. Esse método foi aplicado nos seguintes trabalhos: Nikolic et al. (2012); Galindo et al. (1996) e Bellakhdhar et al. (2011). Em outro método a elasticidade do eixo e suas deformações também são consideradas, mas ao invés de um eixo de seção única, são utilizados elementos de viga para representar o eixo. A rigidez equivalente de cada elemento pode ser calculada de forma analítica (Momento de inércia equivalente) ou através de softwares. Esse método pode ser encontrado em Bellakhdhar et al. (2013) e Sun, Wang e Gui (2009).

Figura 55 - Diagrama método estaticamente determinado e indeterminado



Fonte: Adaptado de (GALINDO, VALDÉS e LÓPEZ, 1996)

Durante o desenvolvimento do cálculo das cargas nos mancais principais, uma atenção especial vem sendo dada ao acoplamento hidrodinâmico do virabrequim e o bloco (mancais). Nesses modelos com acoplamento foram considerados a espessura do filme de óleo, desalinhamentos e deformações do virabrequim e do bloco. A rigidez dos componentes e suas deformações foram modeladas em alguns trabalhos de forma analítica (Galindo et al. (1996)) e em outros foram realizadas análises por elementos finitos (Martin (1983), Bellakhdhar et al. (2013), e Sun, Wang e Gui (2008)).

Com objetivo de redução do tempo de simulação, algumas metodologias propõem modelos híbridos com análises analíticas e numéricas, mais especificadamente modelos analíticos com uso de FEA acoplado. Os dados obtidos nas análises por elementos finitos são usados para alimentar o modelo analítico, esses dados são geralmente a rigidez de um componente (Parikyan e Resch (2012), Gui et al. (2017) e Sun, Wang e Gui (2009)), ou a deformação. As deformações procuradas são dos componentes virabrequim e bloco ou do seu acoplamento. No caso do bloco especificadamente, as deformações podem ser simuladas por um mancal equivalente (Bellakhdhar et al. (2013), Sun, Cai e Liu (2010)) ou do bloco completo (Bellakhdhar et al. (2011)).

4.4.4.2 Metodologia proposta

Apesar de simulações com precisão poderem ser realizadas em softwares comerciais, no caso de motores de combustão interna, vários cenários precisam ser avaliados durante o ciclo o que representa alto custo computacional.

Uma nova metodologia híbrida (analítica com uso de FEA) será proposta para o cálculo das cargas nos mancais principais. Diferente das metodologias híbridas comentadas acima, com o uso da análise por elementos finitos não se pretende obter diretamente a deformação ou a rigidez e sim as forças de reações nos mancais para uma determinada configuração de forças nos cilindros. A ideia é aproveitar a robustez do *software* com base no MEF para o cálculo direto das reações nos mancais, em configurações específicas necessárias no modelo analítico. São realizadas com a FEA um número de simulações bastante reduzido (próximo à quantidade de cilindros do motor), e então essas informações são alimentadas em um modelo analítico que é capaz de estimar as cargas dos mancais para todos os estados de carregamento e rotação.

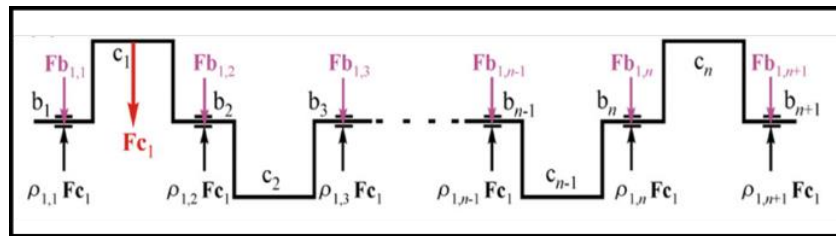
No modelo proposto não foram consideradas as deformações dos mancais, efeitos vibratórios e nem acoplamentos hidrodinâmicos por questões de simplificação e redução do tempo de simulação.

O modelo analítico para cálculo das cargas nos mancais é baseado no trabalho de Nikolic et al. (2012), onde o sistema de força é considerado estaticamente indeterminado e a influência das forças de cada cilindro em relação aos mancais é estimada.

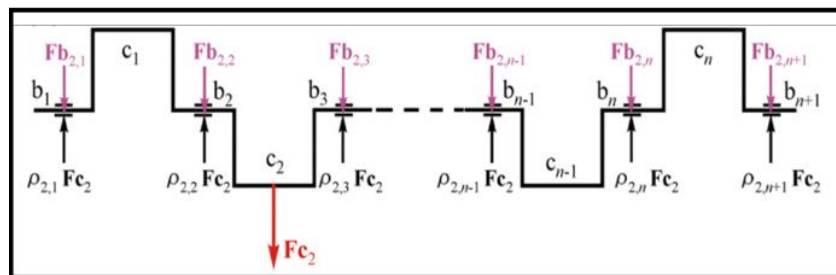
Uma vez que as forças aplicadas sobre o virabrequim afetam todos os mancais, é necessário expressar essa influência de forma quantitativa. Para a Força F_{C1} aplicada na seção do virabrequim associada ao cilindro 1, são apresentados na Figura 56 (a) os coeficientes ρ_{1j} ($j = 1, 2, \dots, n + 1$) associados aos mancais b_j ($j = 1, 2, \dots, n + 1$). Esses coeficientes, chamados de coeficientes de influência, são responsáveis pela ponderação do efeito da Força F_{C1} sobre as cargas nos mancais, dadas por $F_{b1j} = \rho_{1j}F_{C1}$. De forma similar, na Figura 56 (b) são apresentados os coeficientes de influência ρ_{2j} ($j = 1, 2, \dots, n + 1$) em relação à Força F_{C2} . Para encontrar a carga total atuante sobre um mancal F_{bj} , deve-se considerar a soma do efeito das forças de todos os cilindros. De forma geral, considerando ($i = 1, 2, \dots, n$) onde n representa o número de cilindros, F_{bj} é dada por:

$$F_{bj} = \sum_{i=1}^n \rho_{ij} F_{Ci} \quad (j = 1, 2, \dots, n + 1) \quad (39)$$

Figura 56 – Coeficientes de influência para as forças no cilindro 1 e 2



(a)



(b)

Fonte: Adaptado de (NIKOLIC, et al., 2012)

Para que a Equação 39 seja válida, as hipóteses do princípio da superposição devem ser atendidas, ou seja, as deformações causadas por uma dada força são pequenas de tal forma que estão dentro do regime elástico e não afetam a atuação das demais forças.

A Equação 39 para as cargas de mancais também pode ser organizada de forma matricial:

$$\underline{\underline{Fb}} = \underline{\underline{Fc}} \underline{\underline{IC}} \quad (40)$$

O vetor linha **Fb** é o vetor das cargas nos mancais com tamanho $n + 1$. O vetor **Fc** é um vetor linha de tamanho n com as forças atuantes no virabrequim para cada cilindro. A matriz **IC** é a matriz dos coeficientes de influência com dimensões $(n \times n + 1)$ conforme apresentado a seguir:

$$\underline{\underline{IC}} = \begin{bmatrix} \rho_{11} & \rho_{12} & \cdots & \rho_{1\ n+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \rho_{n1} & \rho_{n2} & \cdots & \rho_{n\ n+1} \end{bmatrix} \quad (41)$$

Considerando que a resistência a flexão ou a deformação do virabrequim depende da direção ao qual é esforçado, foi considerado no cálculo das cargas nos mancais duas matrizes de coeficientes: uma matriz para forças radiais (**IC_r**) e outra para forças tangenciais (**IC_t**). Com uso de duas matrizes é possível considerar as diferenças geométricas nas seções transversais do virabrequim para diferentes eixos.

De forma intuitiva, em um primeiro momento, poder-se-ia pensar em utilizar a Equação 40 apenas alterando o vetor **Fc** pelos vetores com forças radiais (**Fr**) e tangenciais (**Ft**), entretanto é necessário um cuidado adicional no uso dos vetores dessas forças. Como exposto na seção dos cálculos das forças nos cilindros, para um mesmo ângulo de virabrequim as forças radiais e tangenciais têm comportamento diferente a depender do cilindro. Observando novamente as Figura 53 (c) e Figura 54 pode-se notar que para o cilindro 1 a força radial é negativa e a força tangencial positiva, já para o cilindro 2 a força radial é positiva e a tangencial é negativa (considerando o estado positivo o sentido radial que aponta para fora e o tangencial positivo aquele na direção da rotação). Se aplicado a essas forças os coeficientes de influência e então soma-las (Equação de F_{bj}), iria ser considerado que essas forças causam efeitos oposto sobre o mancal, entretanto isso não é verdade. Ao observar-se os sistemas equivalentes das duas situações percebe-se que sentido das forças são iguais. Para evitar que esse tipo de erro

ocorresse optou-se por aplicar os coeficientes de influência individualmente para cada cilindro, conforme as equações a seguir:

$$\underline{Fb_{r_i}} = F_{r_i} \underline{IC_{r_i}} \quad (42)$$

$$\underline{Fb_{t_i}} = F_{t_i} \underline{IC_{t_i}} \quad (43)$$

Uma vez conhecida as cargas nos mancais geradas por cada cilindro, é aplicado uma rotação no sistema para que as forças sejam conhecidas nas direções verticais, $\underline{Fb_y}$ e horizontais, $\underline{Fb_x}$ (geralmente utilizadas no projeto de bloco de motores). Essa rotação é aplicada de forma individual para cada cilindro de acordo com o ângulo de defasagem (ϕ) no ciclo. As equações para a rotação são apresentadas a seguir:

$$\underline{Fb_{x_i}} = \underline{Fb_{r_i}} \cdot \sin(\alpha + \phi_i) + \underline{Fb_{t_i}} \cdot \cos(\alpha + \phi_i) \quad (44)$$

$$\underline{Fb_{y_i}} = \underline{Fb_{r_i}} \cdot \cos(\alpha + \phi_i) - \underline{Fb_{t_i}} \cdot \sin(\alpha + \phi_i) \quad (45)$$

Para um motor 4 tempos com cilindros em linha e sequência 1-3-4-2, os valores dos ângulos de defasagem ϕ_i para os cilindros, em ordem crescente, são: $0^\circ, 540^\circ, 180^\circ$ e 360°

As cargas, agora, com uma mesma direção e sentidos compatíveis são somadas:

$$\underline{Fb_x} = \sum_{i=1}^n \underline{Fb_{x_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (46)$$

$$\underline{Fb_y} = \sum_{i=1}^n \underline{Fb_{y_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (47)$$

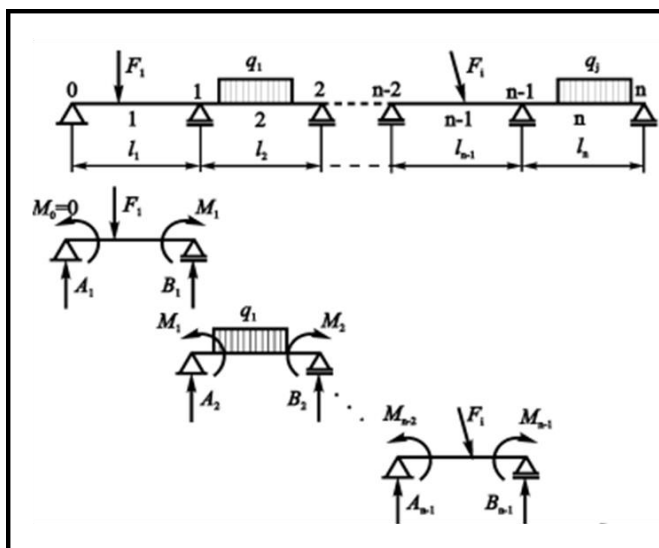
Os vetores $\underline{Fb_x}$ e $\underline{Fb_y}$ apresentados aqui, são vetores linhas com $n + 1$ elementos e representam os valores das cargas horizontais e verticais, respectivamente, para os mancais principais em determinado instante de funcionamento do motor. O procedimento destacado nessa seção e na seção do cálculo das forças de pressão e inércia devem ser repetidos quantas vezes necessárias para que sejam conhecidas as cargas em todo ciclo (720°).

Uma vez conhecido o procedimento para cálculo das cargas nos mancais principais, é notória a importância das duas matrizes de coeficientes de influência radial e tangencial. A precisão com que se consegue calcular as cargas nos mancais, dependem diretamente da qualidade dessas matrizes. Na seção seguinte serão apresentados métodos já estabelecidos para o cálculo dessas matrizes e também será apresentada a metodologia proposta.

a) Cálculo dos coeficientes de influência

Em seu trabalho, Nikolic et al. (2012) considera o virabrequim um eixo de seção transversal constante em um sistema estaticamente indeterminado. Para o cálculo dos coeficientes foi utilizada a equação de Clayperon ou também chamada de equação dos três momentos (Figura 57), conforme detalhado em Timonshenko e Gere (1983).

Figura 57 – Decomposição de sistema estaticamente indeterminado em vigas simples

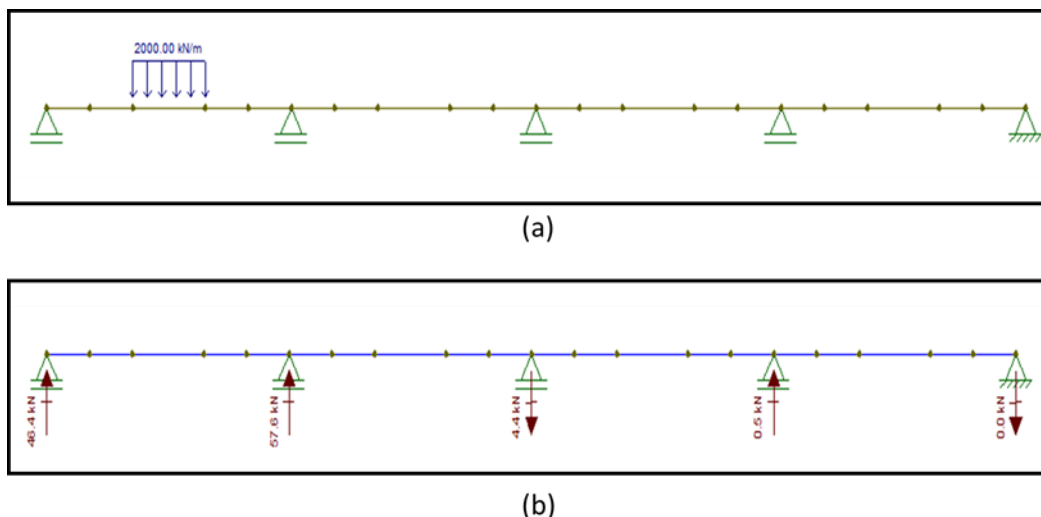


Fonte: Adaptado de (NIKOLIC, et al., 2012)

Outra forma, também analítica, de se encontrar os coeficientes de influência é o uso do modelo estaticamente determinado. Nesse caso a montagem da matriz é simples com apenas dois coeficientes não nulos por linha, pois cada força afeta apenas dois mancais de forma igual. Esse modelo apresenta um comportamento menos realístico.

O método que utiliza elementos de vigas para representar o virabrequim também pode ser utilizado para o cálculo da matriz IC. Esse modelo leva em consideração as rigidezes das diferentes regiões do virabrequim. Uma forma simples de se considerar os elementos de viga é supor o virabrequim composto por três regiões diferentes que se repetem: eixo, braço e contrapeso, e excêntrico. Uma forma de se considerar as diferentes rigidezes é obtendo momento de inércias equivalentes para cada seção. Uma vez estabelecida as características das seções, um sistema pode ser montado e resolvido em softwares de simples utilização como o *Ftools* (MARTHA, 2002). As seções podem ser montadas de forma que representem o virabrequim e as forças de cada cilindro devem ser aplicadas independentemente (Figura 58 (a)). Para uma força unitária, as reações encontradas após a solução do problema são os coeficientes de influência daquela força sobre os mancais (Figura 58 (b)).

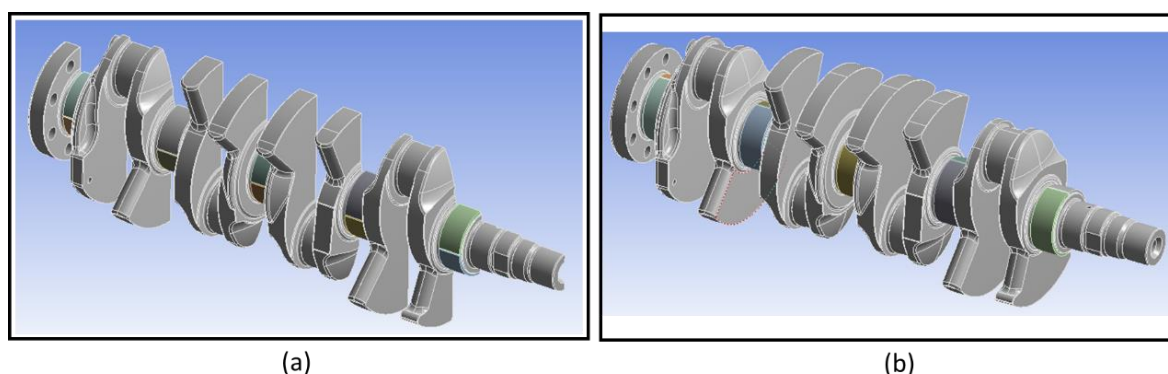
Figura 58 – Determinação dos coeficientes de influência com elementos de viga.



Por fim, é proposta nesse trabalho uma metodologia com um modelo híbrido, onde o cálculo dos coeficientes é feito através de análises por elementos finitos. Nesse modelo, as forças aplicadas são relacionadas às reações encontradas e então os coeficientes de influência podem ser determinados.

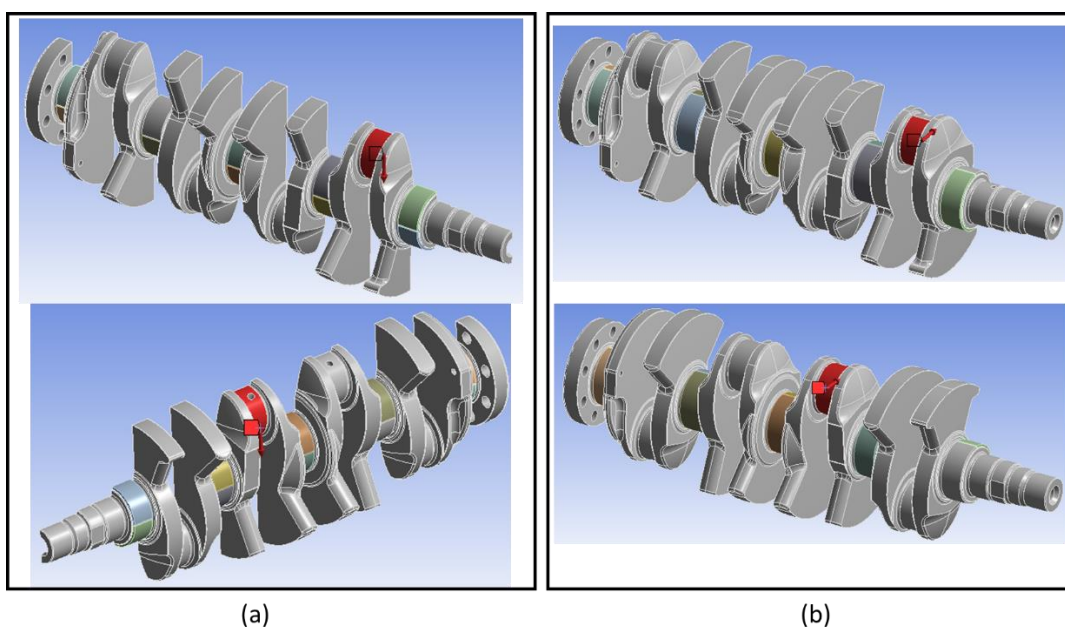
Na análise por elementos finitos para determinação das matrizes de coeficientes, é utilizado um modelo estrutural estático com o virabrequim e as bronzinas (Figura 59). Como fora dito anteriormente, não foi considerado no modelo matemático e nem na simulação as deformações dos mancais, logo considerou-se as regiões internas das bronzinas como rígidas. Não foi considerado, também, o acoplamento hidrodinâmico com os mancais. Na simulação para obtenção da matriz de coeficientes das forças radiais, foi considerado apenas metade do modelo (Figura 59 (a)), e para a obtenção da matriz de coeficientes das forças tangenciais foi considerado o modelo completo (Figura 59 (b)). Optou-se pelo uso da simetria no primeiro caso para redução do tempo computacional.

Figura 59 – Modelos do virabrequim e bronzinas considerados nas análises FEA



Para o motor em estudo, com 4 cilindros em linha, em um primeiro instante, esperava-se que fossem necessárias quatro análises para montar a matriz de coeficientes de influência. Isso porque, a influência da força de cada cilindro deve ser analisada individualmente. Entretanto, devido a aproximada simetria de carregamento dos cilindros 1 e 4 e, 2 e 3 o número é reduzido pela metade e apenas é necessário realizar duas simulações para cada matriz de coeficientes de influência. Na Figura 60 (a) e (b) são apresentados os dois casos de carregamento analisados para formação de cada matriz, respectivamente, para as forças radiais e tangenciais.

Figura 60 – Carregamentos considerados nas simulações FEA

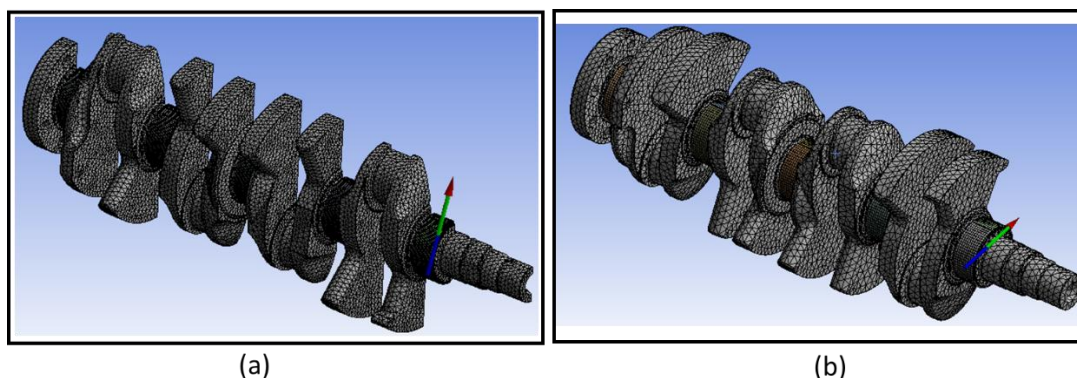


Como as matrizes serão utilizadas para forças que variam de zero até a carga máxima, para as forças radiais e tangenciais, optou-se por aplicar forças próximas das máximas para que os efeitos sobre os mancais sejam mais evidentes. Isso desde que as deformações se mantenham no regime elástico.

Outras condições de contorno consideradas foram os contatos entre o virabrequim e os mancais sendo do tipo *frictionless*, que permite o afastamento das superfícies e não considera o atrito entre elas (esse contato será explicado com detalhes na seção 4.5.2).

Após a simulação são analisadas as reações em cada bronzina (Figura 61). Pelo fato das bronzinas serem bipartidas é possível identificar o sentido das forças. Essas forças são então comparadas com a carga aplicada. O coeficiente ρ_{ij} é a razão entre reação no mancal j e a carga aplicada no cilindro i .

Figura 61 – Reações verticais e horizontais nas superfícies fixas das bronzinas



4.4.4.3 Validação do modelo proposto

Para validar o modelo proposto foram utilizados os resultados do software comercial AVL EXCITE™, que é um software de simulação dinâmica de múltiplos corpos (MBS), especializado em motores e sistema de transmissão. Os resultados desse *software* foram escolhidos como referência, pelo AVL EXCITE™ possuir um modelo mais completo que o proposto neste trabalho, além do seu uso no projeto de motores em várias empresas automobilísticas. No AVL EXCITE™ é realizada uma simulação dinâmica para cada instante analisado, a partir da geometria CAD do sistema do virabrequim e das características de funcionamento do motor. Para a obtenção dos resultados utilizados foram realizadas aproximadamente 720 análises (em um ciclo) para dada rotação estudada.

Foram comparados os resultados das cargas verticais e horizontais para um motor similar ao motor em estudo, mas com cilindrada de 1.8 litros. Optou-se pela análise do sistema na rotação de máximo torque em plena carga, 3500 rpm, por geralmente ocorrerem altas cargas nos mancais. As características do sistema consideradas na análise são apresentadas na Tabela 4 a seguir:

Além das características geométricas e de massas dos componentes, foram necessários também o uso da geometria CAD do virabrequim (Figura 59) e a curva de pressão para o motor em plena carga (Figura 62).

As geometrias utilizadas e as características do sistema, assim como os resultados do software AVL EXCITE™, foram fornecidos pelo grupo *FCA automobiles*.

Tabela 4 – Características do motor do sistema biela manivela

Características	Valor
Diâmetro Cilindros	80,5 mm
Curso	85,8 mm
Comprimento Biela	135,6 mm
Raio CG Braço Virabr.	32,0 mm
Raio CG Contrapeso Virabr.	41,7 mm
Massa sistema Pistão	439 g
Massa sistema Biela	443 g
Massa Excentrico Virabr.	263 g
Massa Braço Virabr.	796 g
Massa Contrapesos Virabr.	1043 g

Fonte: Informações cedidas pela FCA

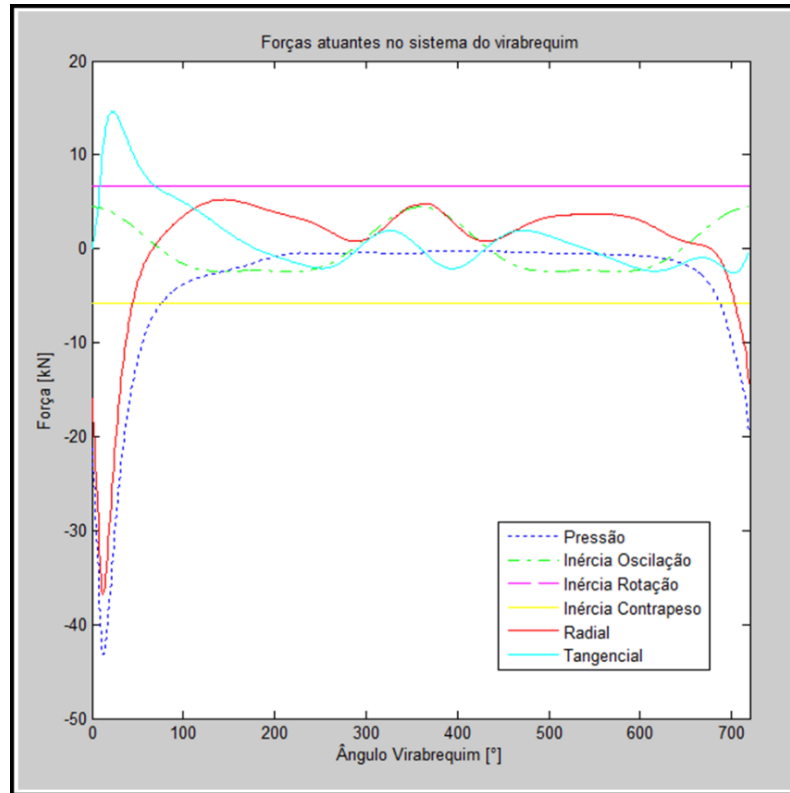
Figura 62 – Curva de pressão do motor EtorQ EVO 1.8l para a rotação de 3500rpm



Fonte: (GERVÁSIO, 2017)

A partir da curva de pressão e das características do motor, aplicou-se a metodologia proposta para cálculo das forças de pressão e inércia e suas resultantes radial e tangencial. Na Figura 63 são apresentados os comportamentos das forças de pressão e inércia, e as forças radial e tangencial ao longo de um ciclo para o cilindro 1.

Figura 63 – Forças atuantes no virabrequim ao longo de um ciclo para o cilindro 1



Com base nas características do sistema, nas forças radial e tangencial e na geometria CAD do virabrequim, foram realizadas as análises FEA e a partir dessas as matrizes dos coeficientes de influência radial e tangencial foram especificadas. A seguir são apresentadas as matrizes ($\underline{\underline{IC_r}}$) e ($\underline{\underline{IC_t}}$) calculadas:

$$\underline{\underline{IC_r}} = \begin{bmatrix} 0,5127 & 0,6206 & -0,0669 & 0,0000 & 0,0000 \\ -0,0536 & 0,5455 & 0,5552 & -0,0658 & 0,0000 \\ 0,0000 & -0,0658 & 0,5552 & 0,5455 & -0,0536 \\ 0,0000 & 0,0000 & -0,0669 & 0,6206 & 0,5127 \end{bmatrix}$$

$$\underline{\underline{IC_t}} = \begin{bmatrix} 0,4677 & 0,5515 & -0,0115 & 0,0000 & 0,0000 \\ -0,0300 & 0,5276 & 0,5177 & 0,0000 & 0,0000 \\ 0,0000 & 0,0000 & 0,5177 & 0,5276 & -0,0300 \\ 0,0000 & 0,0000 & -0,0115 & 0,5515 & 0,4677 \end{bmatrix}$$

Com as matrizes dos coeficientes de influência e as forças radiais e tangenciais dos cilindros calculadas, foi aplicado a metodologia para cálculo das cargas nos mancais principais. A Figura 64 a Figura 68 apresentam a comparação dos resultados das cargas verticais (a) e horizontais (b) calculadas pela metodologia híbrida propostas em relação as cargas calculadas no *software* AVL EXCITE™.

Figura 64 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 1

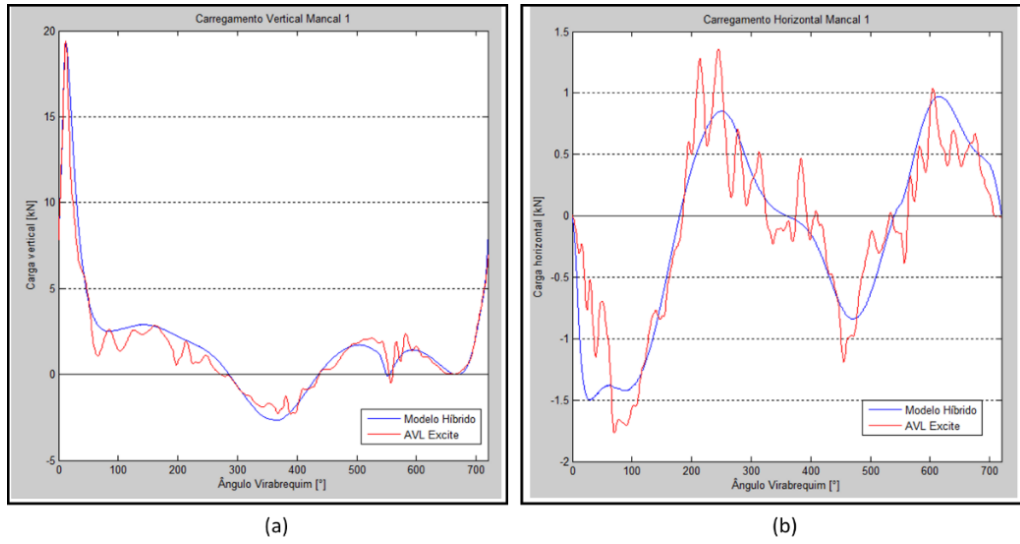


Figura 65 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 2

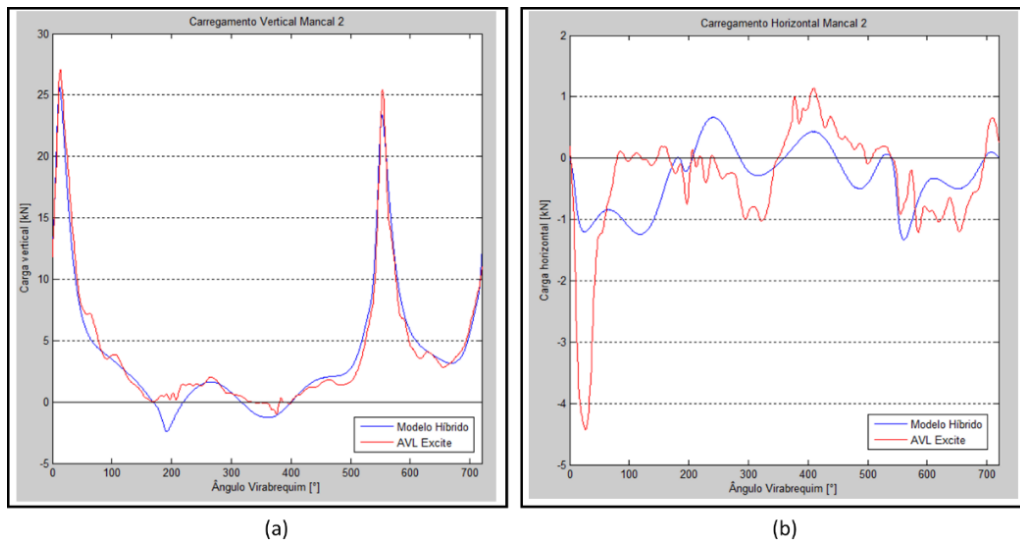


Figura 66 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 3

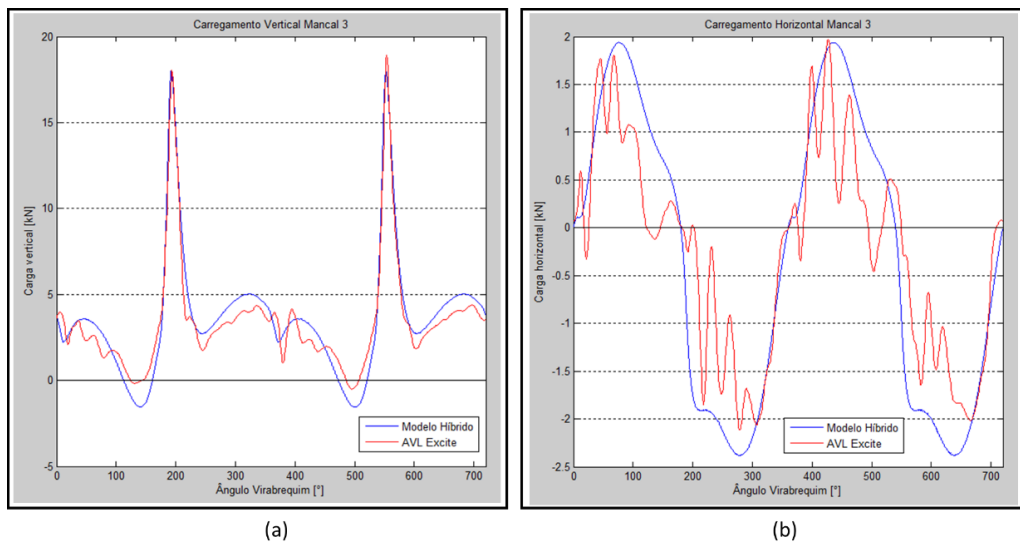


Figura 67 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 4

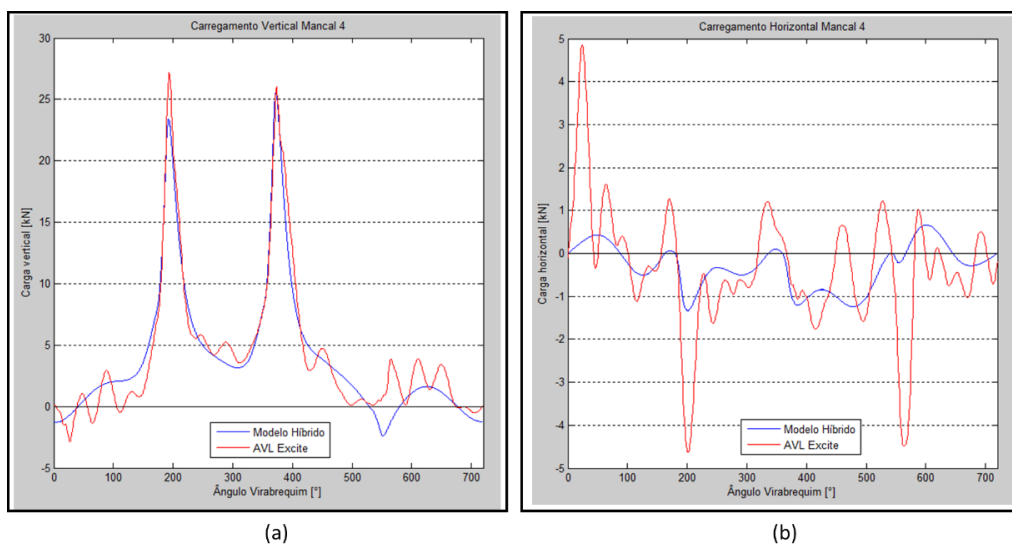
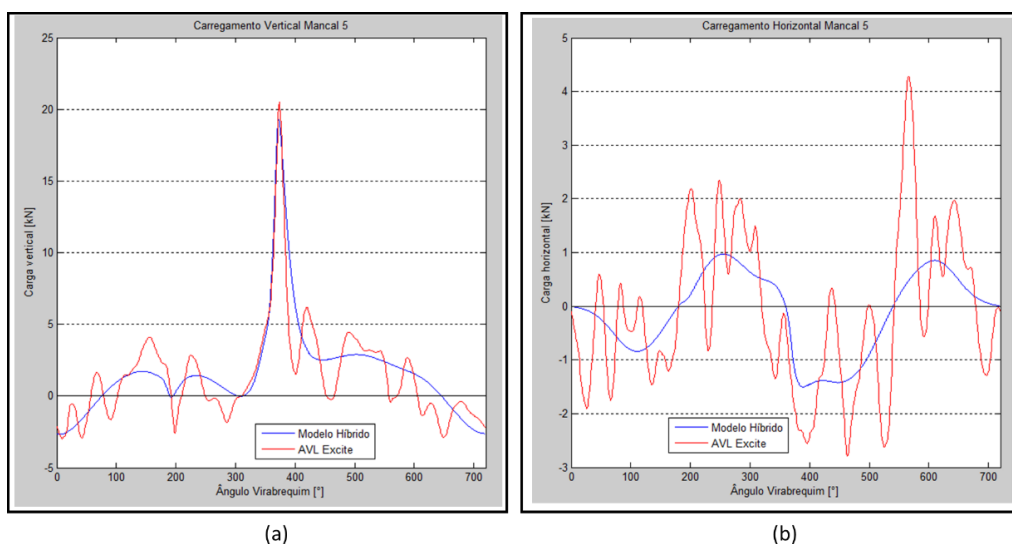


Figura 68 – Cargas verticais e horizontais comparadas às do AVL EXCITE™ cilindro 5



Analisando as cargas verticais dos mancais, de uma forma geral pode-se notar uma boa concordância no comportamento do modelo híbrido em relação aos resultados do AVL EXCITE™. Nos mancais 4 e 5 há uma variação maior do comportamento entre os modelos, parte dessa variação está associada às cargas de inércia torcionais e efeitos vibracionais que são apenas considerados no modelo do AVL EXCITE™.

Em relação às cargas horizontais, observa-se que em alguns mancais os resultados não foram compatíveis com as cargas calculadas pelo AVL EXCITE™. Nos mancais 1 e 3 as cargas apresentam bom comportamento, com resultados próximos em relação ao AVL EXCITE™. No mancal 5, as cargas apresentam um comportamento médio não considerando as oscilações locais. Para os mancais 2 e 4 a importância das cargas está na representatividade dos casos de

carregamento mais que nos valores propriamente ditos. Essa maior variação das cargas horizontais está associada ao fato dessas possuírem menores magnitudes e serem mais sujeitas aos efeitos vibracionais e de inércia não considerados.

A carga máxima vertical é, em alguns mancais, cerca de dez vezes maior que a máxima carga horizontal, logo as cargas verticais são predominantes no projeto de bloco de motores.

Analisando os erros em relação aos carregamentos verticais, percebe-se que os maiores erros ocorrem para pequenos carregamentos. Entretanto, são os pontos de carga máxima que são os mais importantes no projeto de bloco de motores. A Tabela 5 resume as cargas máximas dos modelos e os erros relativos para cada mancal.

Tabela 5 – Resumo comparativo das cargas máximas em cada mancal

Mancal Principal	Carga Máxima Modelo Híbrido [kN]	Carga Máxima AVL Excite [kN]	Erro (%)
1	19,3	19,4	0,46
2	25,6	27,1	5,43
3	18,0	18,9	4,81
4	25,6	27,2	5,78
5	19,3	20,5	5,95

Apesar do modelo proposto subestimar as cargas máximas nos mancais, o custo computacional bastante reduzido e os erros moderados em relação à simulação MBS do AVL EXCITE™, fazem do modelo proposto uma boa opção para fases iniciais de projeto. Em inícios de projeto, geralmente se há pouca informação disponível e nem todas as geometrias CAD são definitivas, logo com os erros reduzidos apresentados, o modelo proposto é uma boa opção. Os erros apresentados acima são considerados baixos, principalmente em relação a outros modelos simplificados que utilizam elementos de viga, nesses casos os erros podem chegar até 15% (BELLAKHDHAR , et al., 2013).

Apesar do custo computacional entre os modelos não terem sido comparados diretamente, uma ideia da redução do tempo de processamento pode ser retirada quando comparados o número de análises no cálculo das cargas dos mancais em uma dada rotação. No AVL EXCITE™ para o cálculo das cargas em uma única rotação foram necessárias 720 análises, enquanto que no modelo híbrido foram necessárias 4 análises para todas as rotações (desconsiderando o tempo de processamento da parte analítica que é muito menor que das simulações em questão).

A critério de comparação com outros métodos, são apresentadas a seguir matrizes de coeficientes de influência para um método estaticamente determinado ($\underline{\underline{IC}}^{ED}$), estaticamente indeterminado ($\underline{\underline{IC}}^{EI}$) e com base em elementos de viga ($\underline{\underline{IC}}_r^{EV}$ e $\underline{\underline{IC}}_t^{EV}$).

$$\underline{\underline{IC}}^{ED} = \begin{bmatrix} 0,5000 & 0,5000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 \\ 0,0000 & 0,5000 & 0,5000 & 0,0000 & 0,0000 \\ 0,0000 & 0,0000 & 0,5000 & 0,5000 & 0,0000 \\ 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 0,5000 & 0,5000 \end{bmatrix}$$

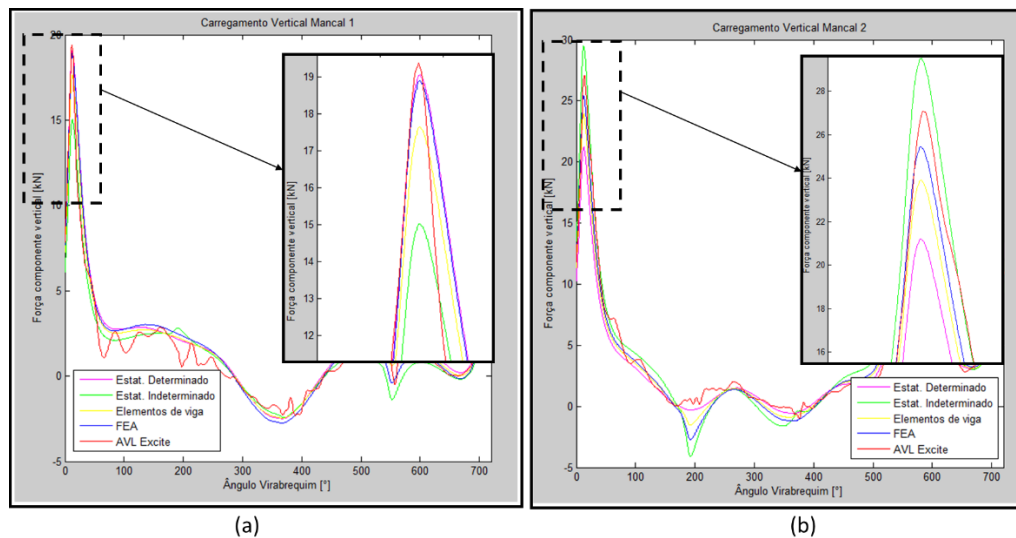
$$\underline{\underline{IC}}^{EI} = \begin{bmatrix} 0,3996 & 0,7277 & -0,1607 & 0,0402 & -0,0067 \\ -0,0737 & 0,5670 & 0,6071 & -0,1205 & 0,0201 \\ 0,0201 & -0,1205 & 0,6071 & 0,5670 & -0,0737 \\ -0,0067 & 0,0402 & -0,1607 & 0,7277 & 0,3996 \end{bmatrix}$$

$$\underline{\underline{IC}}_r^{EV} = \begin{bmatrix} 0,4660 & 0,5720 & -0,0420 & 0,0050 & -0,0010 \\ -0,0300 & 0,5300 & 0,5340 & -0,0370 & 0,0030 \\ 0,0030 & -0,0370 & 0,5340 & 0,5300 & -0,0300 \\ -0,0010 & 0,0050 & -0,0420 & 0,5720 & 0,4660 \end{bmatrix}$$

$$\underline{\underline{IC}}_t^{EV} = \begin{bmatrix} 0,3960 & 0,7360 & -0,1670 & 0,0420 & -0,0070 \\ -0,0760 & 0,5700 & 0,6110 & -0,1250 & 0,0210 \\ 0,0210 & -0,1250 & 0,6110 & 0,5700 & -0,0760 \\ 0,0070 & 0,0420 & -0,1670 & 0,7360 & 0,3960 \end{bmatrix}$$

Na Figura 69 são apresentadas as cargas verticais para o mancal 1 (a) e mancal 2 (b) calculadas com as diferentes matrizes apresentadas anteriormente.

Figura 69 – Comparação das cargas verticais dos cilindros 1 e 2 em diferentes modelos



Apesar de alguns modelos mais simples como o estaticamente determinado e o indeterminados parecerem boas aproximações em um mancal, quando comparados os erros dos

modelos (em relação ao AVL EXCITE™) em todos os mancais (Tabela 6) é visto que os erros desses modelos são grandes e inconstantes. Já o modelo híbrido apresenta maior conformidade.

Tabela 6 - Comparação dos erros cargas verticais em relação aos resultados do AVL EXCITE™

Mancal principal	Erros Modelos (%)			
	Estat. Determinado	Estat. Indeterminado	Elementos de viga	Híbrido
1	1,65	15,09	8,51	0,46
2	21,65	+ 29,56	11,60	5,43
3	12,31	+ 19,09	7,18	4,81
4	21,94	+ 29,56	11,92	5,78
5	6,68	15,09	13,55	5,95

Exceto os valores expressamente positivos, em todos os demais as cargas foram subestimadas

4.4.5 Cargas para o motor sobrealimentado

Uma vez que o modelo proposto foi validado, nesta seção serão apresentados as cargas verticais e horizontais dos mancais principais do motor EtorQ EVO 1.6l, que é o objeto de estudo deste trabalho. Serão apresentadas as cargas calculadas para a rotação de torque máximo (4000 rpm) e potência máxima (5750 rpm).

Para os cálculos das cargas, foram utilizados como dados as curvas de pressão apresentadas na Figura 46, as características do motor que são similares as apresentadas na Tabela 4, e as geometrias apresentadas na Figura 59. O motor EtorQ EVO 1.6l é derivado do motor 1.8l de mesmo nome, esses motores compartilham o mesmo sistema de conversão de movimento, ou seja, possuem o mesmo virabrequim e biela. Desse sistema altera-se apenas o pistão, que deve ser compatível ao diâmetro do cilindro do motor em estudo, $D = 77,0 \text{ mm}$. Apesar do pistão do motor 1.6l ser levemente menor, foi considerado a massa igual a do pistão do motor 1.8l.

Na Figura 70 até Figura 74 são apresentadas as cargas verticais (a) e horizontais (b) nos mancais principais para as duas rotações de estudo. Nos carregamentos apresentados, foram marcados os casos de carregamento que correspondem aos valores de máxima e mínima carga (considerando o sinal). Em alguns casos os valores das cargas escolhidas não são exatamente as maiores, mas são aproximadas por outro caso de carregamento. Essa identificação dos casos de carregamento será melhor detalhada na seção 4.5.4.

Figura 70 – Cargas verticais e horizontais nas rotações 4000 e 5750rpm no mancal 1

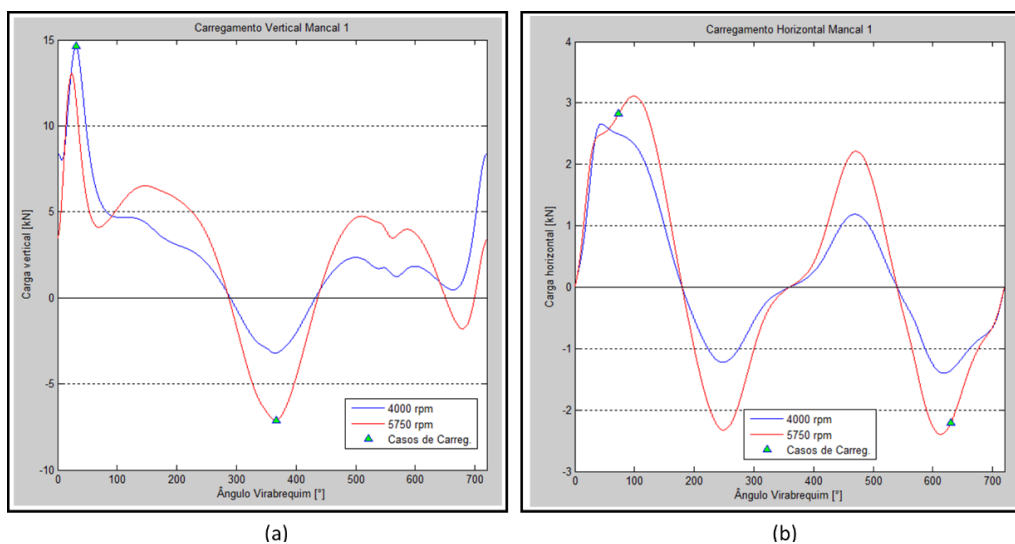


Figura 71 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 2

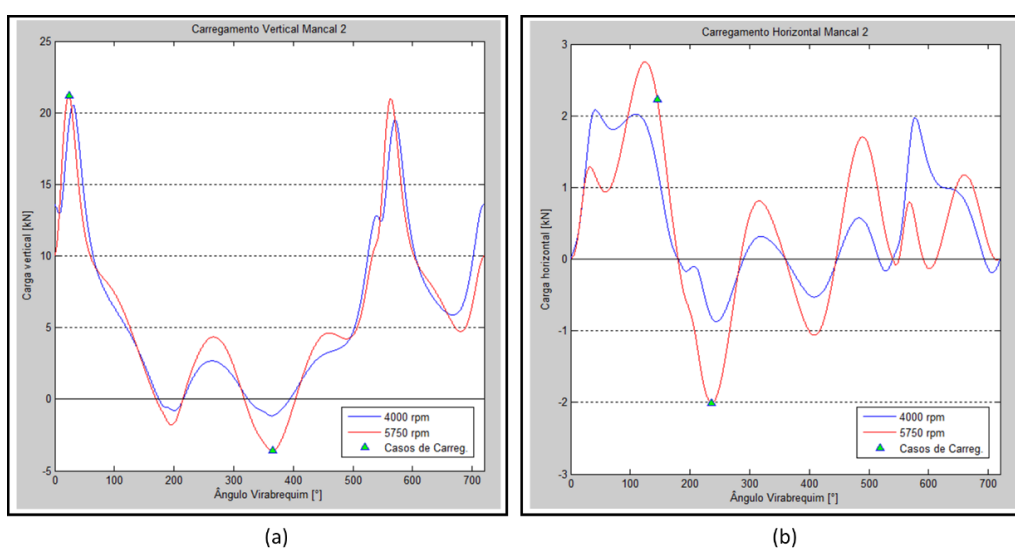


Figura 72 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 3

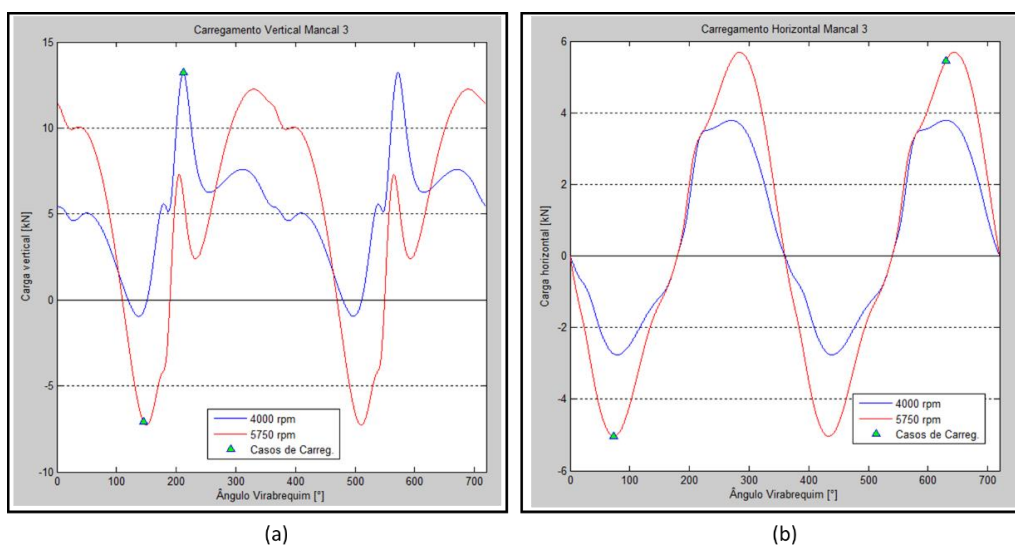


Figura 73 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 4

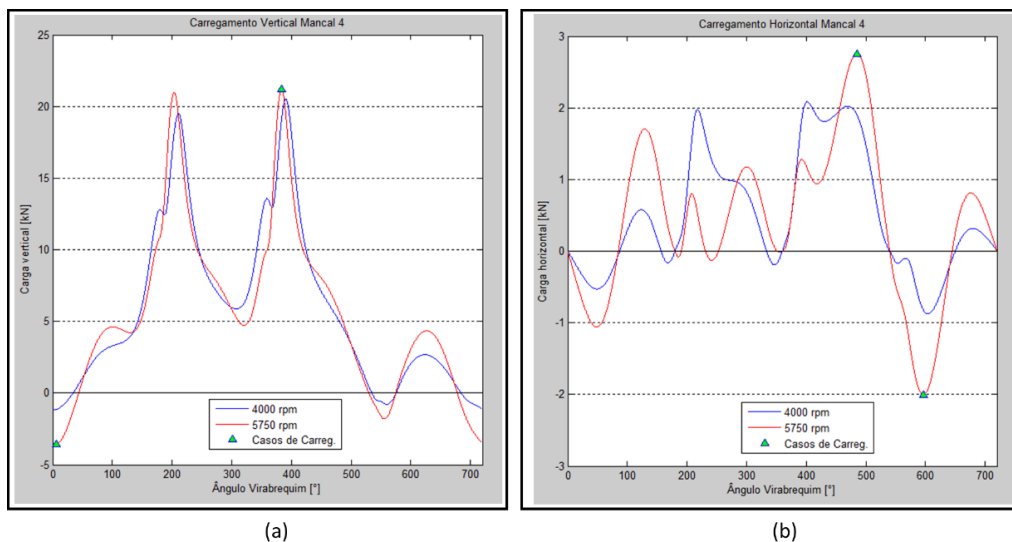
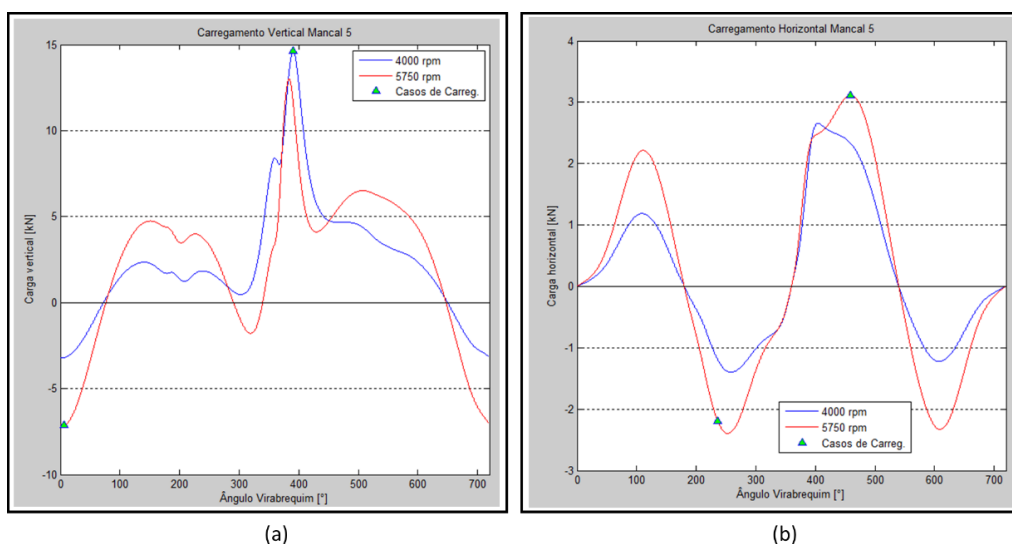


Figura 74 – Cargas verticais e horizontais nas rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 5



4.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO E APLICAÇÃO DE CARGAS

4.5.1 Material

Foram considerados três tipos de materiais para os diferentes componentes. A liga de alumínio GC-AS7C3,5GM foi utilizada no cabeçote, o ferro fundido GH190 foi utilizado no bloco e sub-bloco e o aço estrutural foi considerado nos três conjuntos de parafusos e na bronzina. Na Tabela 7 são apresentados um resumo das propriedades mecânicas dos materiais considerados e em quais componentes são empregados.

Tabela 7 – Propriedades mecânicas dos materiais considerados nas análises

Propriedades	Materiais		
	Liga de alumínio GC-AS7C3,5GM	Ferro Fundido GH190	Aço especial (não informado)
Tensão de escoamento - S_{yt} [MPa]	280,0	-	800,0
Tensão ruptura tração - S_{ut} [MPa]	310,0	255,0	900,0
Tensão rupt. compressão - S_{uc} [MPa]	-	820,0	-
Módulo de elasticidade - E [GPa]	72,6	128,0	210,0
Coef. Poisson - ν	0,32	0,26	0,30
Coef. Exp. Térmica - $\alpha \times 10^{-5} [C^{-1}]$	1,80	1,00	1,16
Componentes	Cabeçote	Bloco e Sub-bloco	Conjunto de parafusos

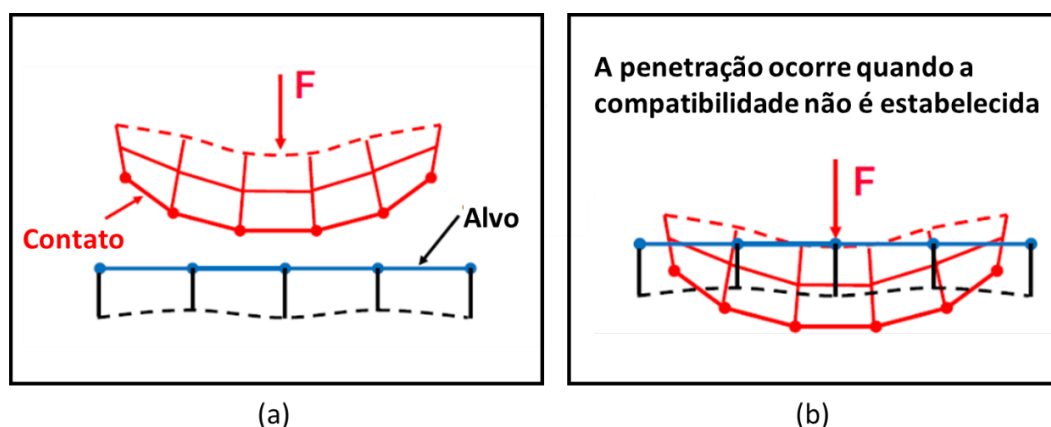
Fonte: Informações cedidas pela FCA

Como foi explicado na seção de cargas de montagem, a bronzina possui duas camadas de materiais, mas devido a predominância do aço sobre a liga, foi considerado apenas o aço como material na simulação.

4.5.2 Contatos

Os contatos no *software* FEA representam a forma de interação entre componentes em uma mesma simulação (Figura 75). Da mesma forma que corpos físicos não penetram um no outro, a aplicação de contato deve estabelecer uma relação entre as superfícies de contato que previna os corpos de se transpor (ANSYS®, 2017).

Figura 75 – interação ente componentes através de contatos

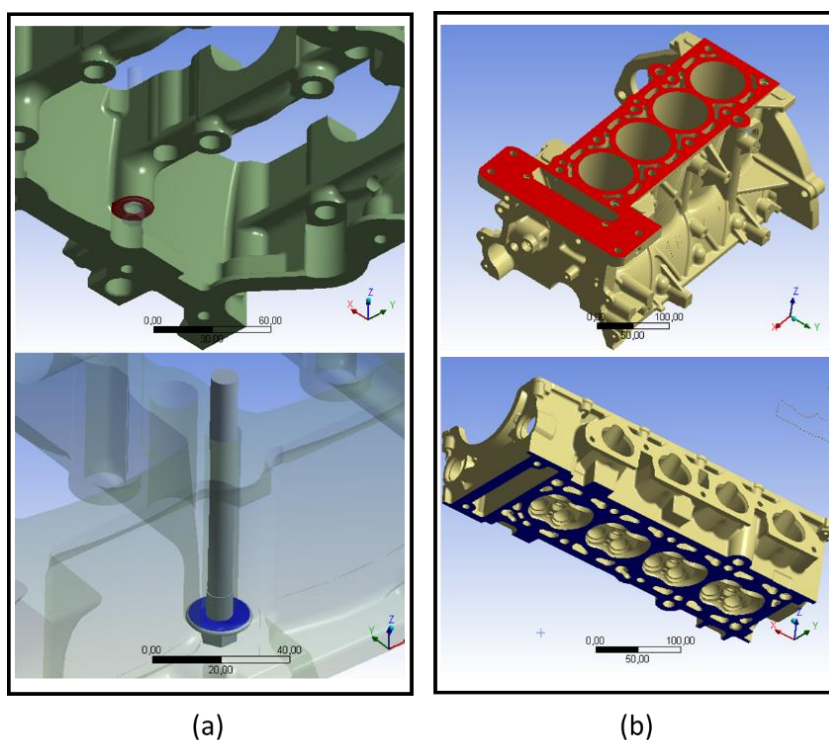


Fonte: Adaptado de (ANSYS®, 2017)

Uma vez escolhidas as superfícies de contato entre os componentes, é necessário escolher o tipo do contato. Escolher o tipo de contato apropriado depende do tipo de problema que está sendo resolvido e do tipo de fenômeno a ser reproduzido (ANSYS®, 2017).

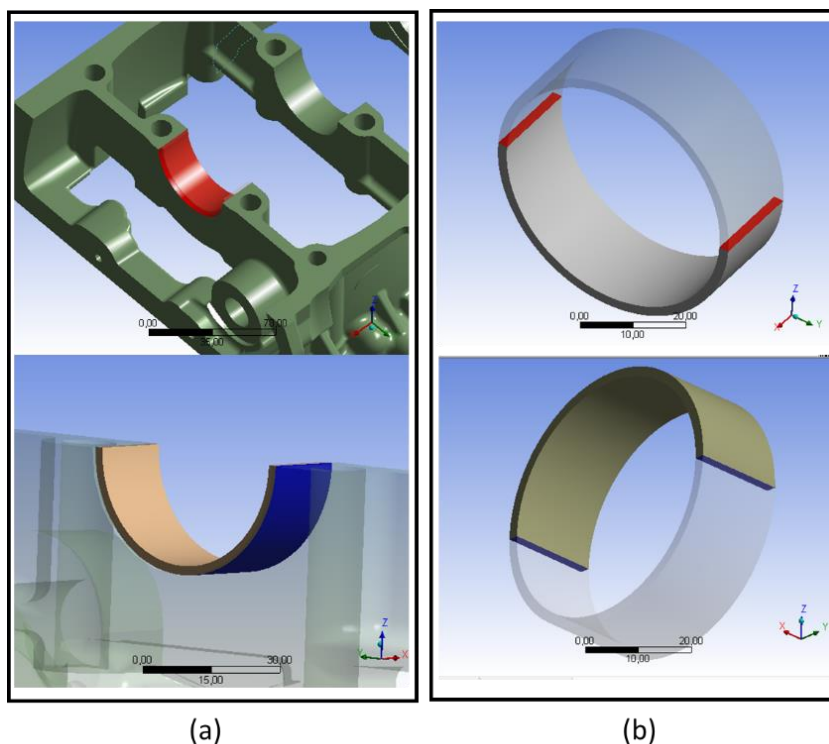
Quando se é importante modelar a capacidade dos corpos de se separarem levemente, deve ser considerado o uso de contatos não lineares que são capazes de modelar pequenas lacunas, considerando a verdadeira área de contato (ANSYS®, 2017). O contato *Frictional* pertence ao grupo de contatos não lineares e foi utilizado nas superfícies de contatos do bloco como cabeçote (Figura 76 (b)), do bloco com o sub-bloco e nas bronzinas. Nessas superfícies, devido aos carregamentos de pressão e dos mancais, estão presentes regiões de afastamentos e de grande pressão normal.

Figura 76 – Superfícies de contato entre os parafusos e componentes e entre o bloco e cabeçote



O contato *Frictional* também possibilita o compartilhamento de tensões cisalhantes até determinada magnitude, a partir da qual ocorre o deslizamento. No caso das bronzinas, o contato *Frictional* é usado em dois conjuntos de superfícies, as de contato com o mancal (Figura 77 (a)) e as de contato entre as bronzinas superiores e inferiores (Figura 77 (b)). Em relação aos contatos entre as bronzinas, esses são responsáveis pelo carregamento de montagem, pois como o contato não permite a interferência, as bronzinas são deformadas até as faces estarem alinhadas. Por sua vez, essa deformação proposital nas bronzinas gera um estado de tensão nas regiões próximas aos mancais.

Figura 77 – Contatos das superfícies externas e das espessuras das bronzinas



O coeficiente de atrito médio considerado nas simulações entre as superfícies metálicas foi de 0,2,

Quando o contato tipo *Bonded* é aplicado em superfícies, nenhum deslizamento ou separação é permitida. Apesar de não ser totalmente realístico, esse contato é preferivelmente aplicado devido a sua linearidade na solução (ANSYS®, 2017). Esse contato foi aplicado nas superfícies da cabeça dos parafusos de fixação do cabeçote com as arruelas e entre as arruelas e o cabeçote. Também foi aplicado o contato *Bonded* entre a cabeça dos parafusos de fixação do mancal principal e dos parafusos de fixação do sub-bloco com o bloco (Figura 76 (a)).

Na Tabela 8 é apresentado um resumo das superfícies de contato e o tipo do contato aplicado.

Tabela 8 – Relação dos contatos utilizados nas simulações

Superfícies de Contato	Tipo de contato	Número de contatos
Parafusos fix. Cabeçote (CBÇ) / Arruelas	Bonded	10
Arruelas / Cabeçote	Bonded	10
Cabeçote / Bloco	Frictional	1
Parafusos fix. Cabeçote (RSC) / Bloco	Bonded	10
Sub-bloco / Bloco	Frictional	1
Bronzinas / Bloco	Frictional	5
Bronzinas / Sub-bloco	Frictional	5
Bronzinas superiores / Bronzinas inferiores	Frictional	5
Parafusos fix. Sub-bloco (CBÇ) / Sub-bloco	Bonded	10
Parafusos fix. Sub-bloco (RSC) / Bloco	Bonded	10
Parafusos fix. Mancais princ. (CBÇ) / Sub-bloco	Bonded	10
Parafusos fix. Mancais princ. (RSC) / Bloco	Bonded	10
TOTAL		87
CBÇ - Cabeça do parafuso. RSC - Rosca do parafuso		

4.5.3 Restrição de movimentos

As restrições dos graus de liberdade impostas na solução estão relacionadas aos suportes físicos do motor. O motor e a caixa de transmissão (acoplados) são conectados à estrutura do chassi por meio de suportes flexíveis (geralmente de borracha), chamados de coxins. Vários motivos são apontados por Heisler (2002) para o uso de suportes flexíveis nos motores, dentre eles pode-se destacar três:

- Prevenir a falha por fadiga dos pontos de suporte do motor que ocorreria se ele fosse conectado por suportes rígidos ao chassi;
- Evitar que qualquer amplitude da vibração do motor seja transmitida para a estrutura do veículo;
- Acomodar as deformações e desalinhamentos do bloco do motor, assim como reduzir o efeito das tensões residuais devido a distorção do chassi.

Ainda segundo Heisler (2002), o motor deve ser suspenso de tal forma que permita o maior grau de liberdade quando oscilando em relação ao eixo principal (centro de rotação). Motores montados em suportes flexíveis devem ser considerados completamente irrestritos em relação aos movimentos.

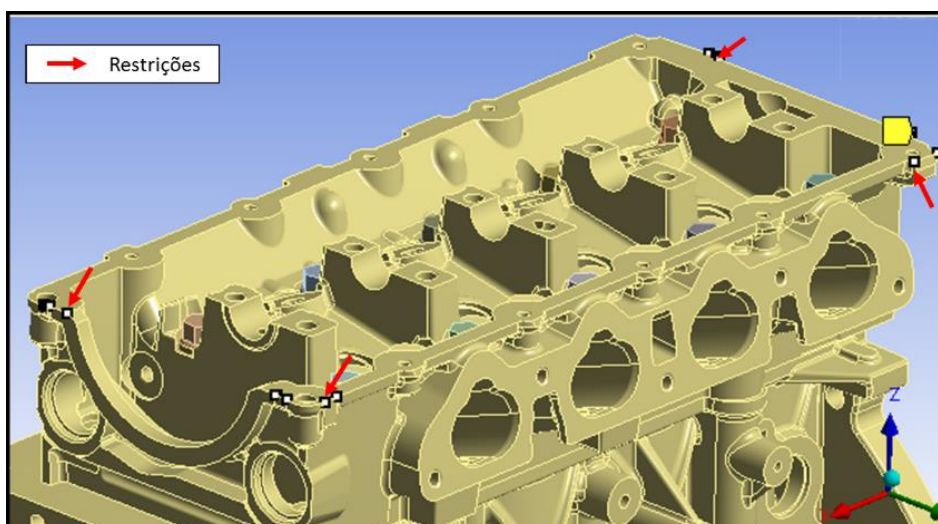
Desta forma, as restrições de movimento do motor foram feitas para que o menor número de graus de liberdade fosse comprometido. Outra preocupação para restrição dos movimentos na simulação foi garantir que em todas as direções o motor, de uma forma geral, possuísse um sentido livre para expansão térmica.

Foram criados três planos de restrição de movimento, cada um com a normal aproximadamente na direção dos três eixos principais (coordenadas). Esses planos foram criados com diferentes geometrias e em diferentes locais da estrutura do motor, com o objetivo de interferir ao mínimo nos resultados.

Para a restrição do motor, apenas o número mínimo de graus de liberdade, três rotações e três direções foram restritos, ou seja, apenas uma rotação e uma direção a cada plano de restrição. Desta forma, procurou-se evitar que tensões residuais fossem geradas devido a restrições de movimento não condizentes com as reais.

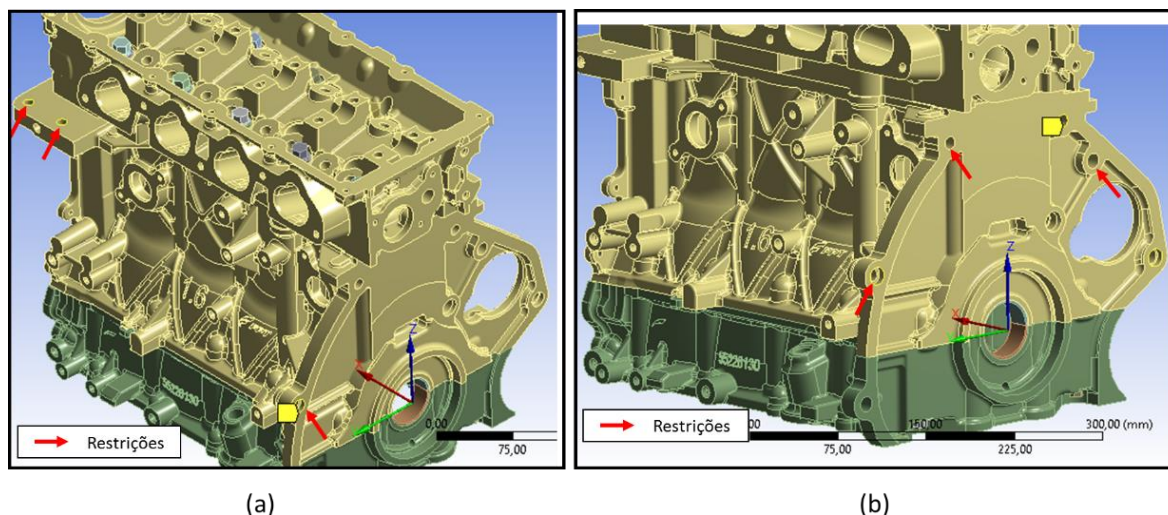
A Figura 78 apresenta 16 pontos selecionados na face superior do cabeçote com restrição de movimento no eixo Z (eixo dos cilindros). Optou-se por pontos no cabeçote para que a influência da restrição fosse mínima em relação às regiões próximas aos mancais principais. Por outro lado, não restringiu toda a face devido às altas temperaturas no cabeçote e consequentes deformações térmicas.

Figura 78 – Pontos de restrição de movimento no eixo Z



Em relação ao eixo x (eixo do virabrequim) foi escolhido três arestas circulares dos alojamentos de fixação da transmissão (Figura 79 (b)). Para o eixo y (transversal ao virabrequim), novamente optou-se por três arestas circulares, mas desta vez duas delas são relacionadas ao coxim do motor e a terceira em relação à fixação da transmissão (Figura 79 (a)).

Figura 79 - Arestas de restrição de movimento nos eixos Y e X



4.5.4 Aplicações de cargas

Nessa sessão, inicialmente será apresentado a metodologia proposta para a seleção dos casos de carregamento a serem estudados e em seguida será apresentada a forma como esses carregamentos são introduzidos na análise por elementos finitos.

4.5.4.1 Seleção dos casos de carregamento

Estando o motor operando dentro de um ciclo a quatro tempos, os carregamentos ao qual a estrutura é exposta varia ao longo de um ciclo (720°). Sendo a metodologia proposta empregada em análises quase estáticas, a escolha dos pontos críticos para a análise é fundamental. Cada ponto crítico escolhido para ser estudado está associado a um “caso de carregamento”.

Por possuir um funcionamento continuo o motor apresenta infinitos casos de carregamento durante um ciclo, entretanto dentro de uma capacidade computacional limitada é necessário escolher alguns casos para serem analisados. Para a escolha do número de casos de carregamento foram levados em consideração dois fatores principais:

- Representatividade do comportamento da estrutura frente as tensões e a fadiga;

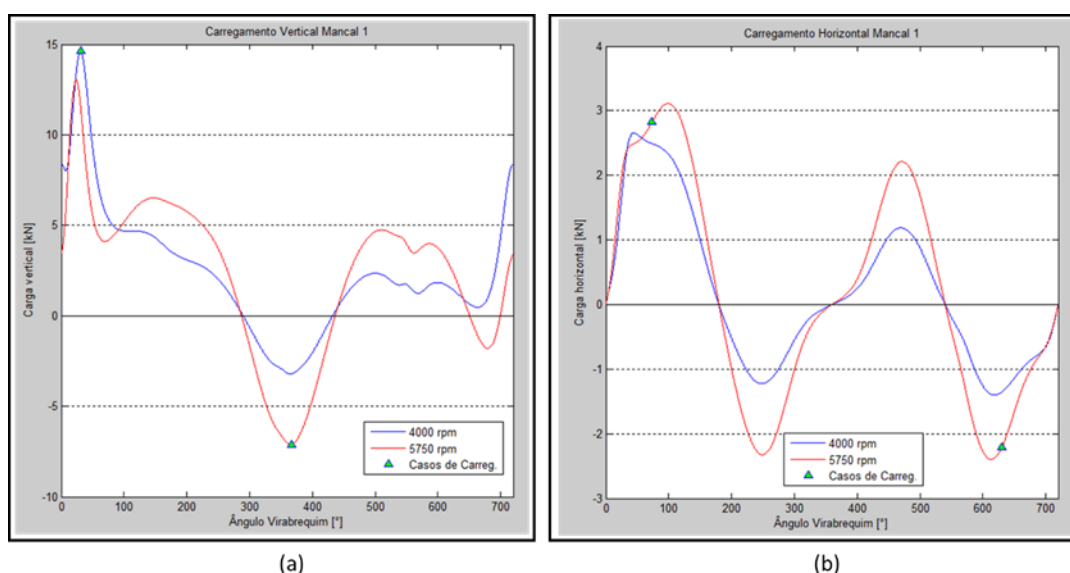
- Custo computacional.

Várias configurações diferentes podem ser escolhidas procurando um equilíbrio entre os dois fatores citados. A metodologia proposta para a escolha dos casos de carregamento foi inspirada em Stephenson (2009), por possuir um custo computacional moderado e um procedimento próximo dos utilizados atualmente no desenvolvimento de motores.

As escolhas dos pontos críticos foram feitas baseadas nos critérios de falha associados a tensão e a fadiga. Procurou-se por carregamentos que provocassem altos esforços de tração ou compressão na estrutura, visto que os limites de resistência do bloco para os dois tipos de esforços são diferentes. Além disso, procurou-se por casos de carregamento que pudessem representar bem o comportamento cíclico das tensões na estrutura.

Analisando os gráficos das cargas nos mancais principais, apresentadas na seção 4.4.5, foram escolhidos para cada mancal quatro casos de carregamento: máxima carga vertical de pressão, máxima carga vertical de inércia e as duas cargas máximas horizontais. A Figura 70 é repetida para melhor entendimento dos casos para as cargas verticais (a) e horizontais (b) selecionados para o mancal 1.

Figura 70 – Cargas verticais e horizontais para as rotações de 4000 e 5750rpm no mancal 1



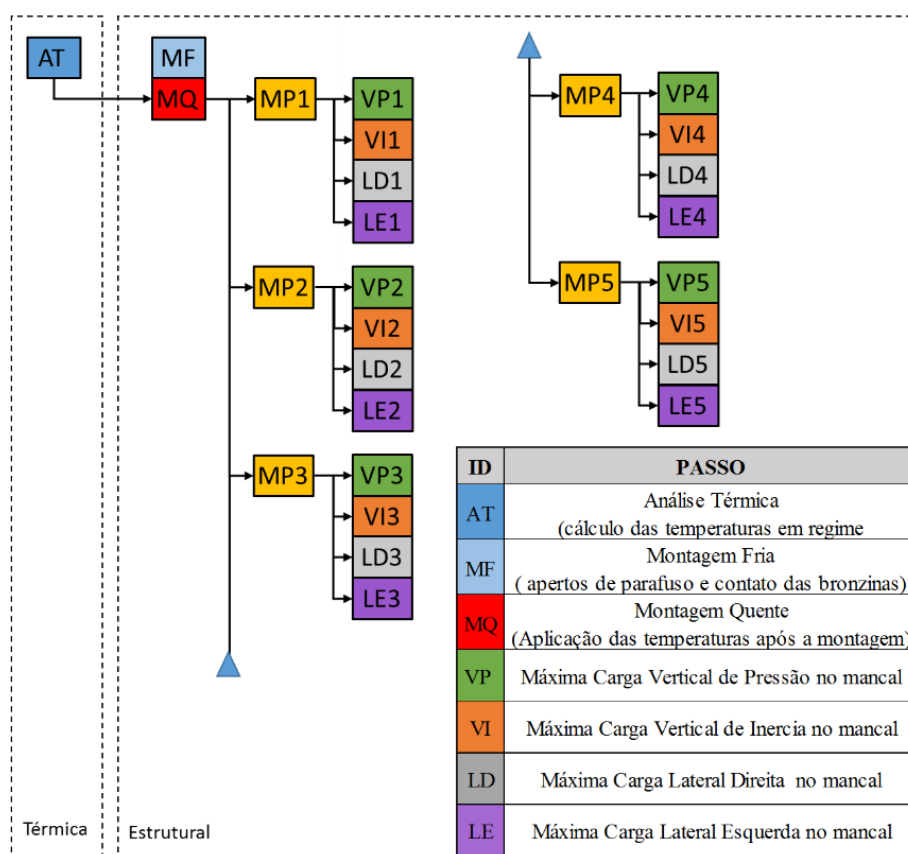
Além dos casos associados às cargas cíclicas, foram considerados dois casos de carregamento que estão presentes durante todo o ciclo do motor: cargas de carregamento e cargas térmicas.

Optou-se por não considerar os casos transientes de partida do motor.

Os casos de carregamento considerados representam passos na análise, para cada passo são alteradas apenas as cargas aplicadas e as demais configurações da simulação são mantidas. Cada passo apresenta resultados independentes dos anteriores, mesmo estando em uma mesma simulação. Os únicos passos que afetam os posteriores são aqueles onde as cargas de montagem e térmicas são calculadas.

Os passos considerados na análise foram resumidos em um diagrama apresentado na Figura 80.

Figura 80 – Diagrama dos passos de carregamento considerados nas análises



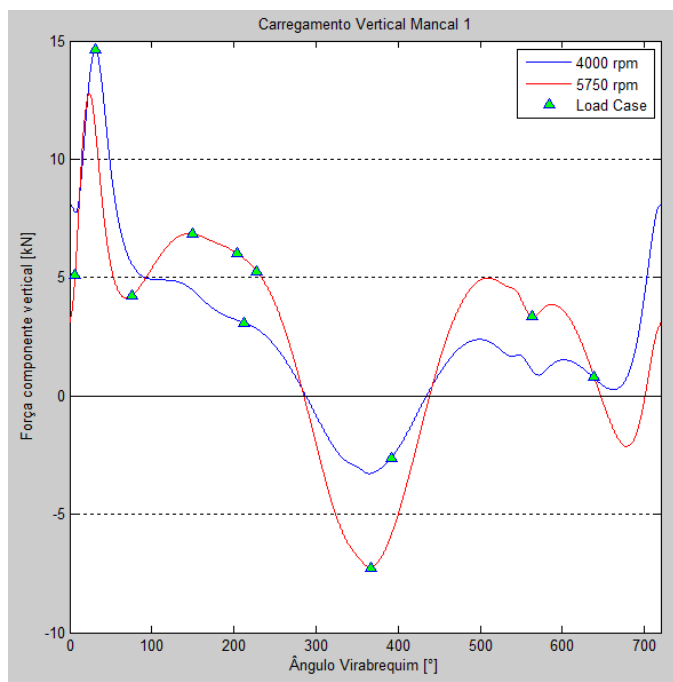
Fonte: Adaptado de (STEPHENSON, 2009)

O número total de passos inicialmente necessários seriam 22 passos, 20 passos devido às cargas dos mancais, um passo para os carregamentos de montagem e um passo para as cargas térmicas.

É importante ter em mente que quando se é escolhido um caso para análise, ele ocorre em um determinado instante do ciclo (ângulo α) e que apesar da escolha do ponto ser feita com base na carga de um dos mancais, na simulação são levadas em consideração as cargas de todos os mancais para aquele ângulo. Na Figura 81 são destacados no gráfico da carga vertical do mancal 1 todos os casos de carregamento selecionados de uma análise: aqueles que foram

escolhidos devido as cargas do próprio mancal (2º e 8º pontos) e os pontos que foram escolhidos devido as cargas nos demais mancais.

Figura 81 – Casos de carregamento selecionados apresentados para o cilindro 1



Analisando os gráficos das cargas verticais e horizontais para todos os mancais foram selecionados os casos de carregamento a serem considerados na análise, esses casos foram resumidos na Tabela 9.

Na Tabela 9 são destacados os casos de carregamento, a rotação, o ângulo em que ocorrem, os ângulos considerados e os casos coincidentes entre si. Foram considerados casos coincidentes aqueles que ocorrem no mesmo ângulo ou em ângulos aproximados em uma mesma rotação. A tolerância admitida para considerar os casos coincidentes foi ponderada pela relevância da carga a ser considerada. Para os casos apresentados acima o maior erro ocorrido foi de $0,18 \text{ kN}$ para as cargas verticais e $0,53 \text{ kN}$ para as cargas horizontais. Essas aproximações de casos permitem com que seja reduzido consideravelmente o número de simulações. Para a análise em questão, o número de passos necessários foi reduzido de um total de 22 para 14 passos, salvando assim considerável tempo computacional.

Tabela 9 – Resumo dos casos de carregamento selecionados e as equivalências estabelecidas

Caso de Carregamento	Rotação	α	α^*	Caso coincidente
VP1	4000	30,8	-	-
VI1	5750	366,7	366,7	VI2
LD1	5750	99,4	73,6	LE3
LE1	5750	613,3	630	LD3
VP2	5750	24	-	-
VI2	5750	365,8	366,7	VI1
LD2	5750	125	145,4	VI3
LE2	5750	236,5	236,5	LE5
VP3	4000	212,4	-	-
VI3	5750	150,4	145,4	LD2
LD3	5750	644,6	630	LE1
LE3	5750	73,6	73,6	LD1
VP4	5750	384	-	-
VI4	5750	5,8	6,7	VI5
LD4	5750	485	-	-
LE4	5750	596,5	-	-
VP5	4000	390,8	-	-
VI5	5750	6,7	6,7	VI4
LD5	5750	459,4	-	-
LE5	5750	253,3	236,5	LE2

* Valor Considerado

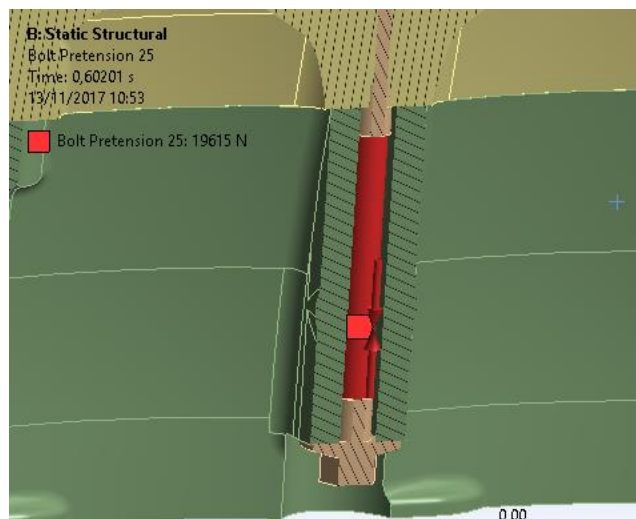
4.5.4.2 Carregamento de montagem

Na seção anterior dois carregamentos referentes a montagem foram levantados: as interferências das bronzinas e os apertos dos conjuntos de parafusos.

Os valores das interferências nas bronzinas foram apresentados na Figura 45. A forma escolhida para considerar essas interferências foi feita diretamente na geometria e posteriormente implementada com o uso do contato *Frictional*, como explicado na seção anterior.

Para a implementação dos apertos dos parafusos (Figura 82) foi utilizada a ferramenta *Bolt pretension* do *workbench* que imprime uma deformação inicial no componente gerando um estado de pré-tensão. Os valores de entrada para os estados de pré-tensionamento foram dados conforme os valores da Tabela 3 para cada conjunto de parafusos.

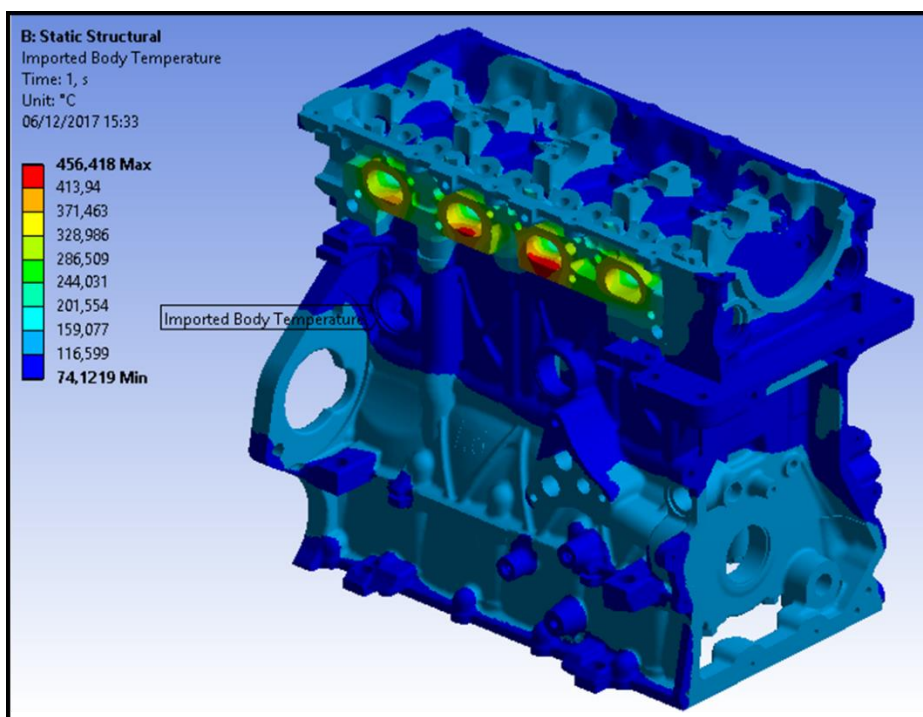
Figura 82 – Aplicação da ferramenta pretension no parafuso de fixação do sub-bloco



4.5.4.3 Carregamento térmico

O mapa térmico advindo da análise CFD (Figura 44) contém as temperaturas em cada nó da sua malha. Entretanto, para a simulação no ANSYS® *Mechanical* as temperaturas necessárias são nos nós da malha estrutural, então é necessário fazer uma interpolação das temperaturas do mapa térmico do CFD em relação a malha utilizada na análise estrutural. Assim, um novo mapa térmico (Figura 83) pode ser considerado na simulação termo-estrutural do bloco.

Figura 83 – Mapa térmico após importação para o ANSYS® *Mechanical*



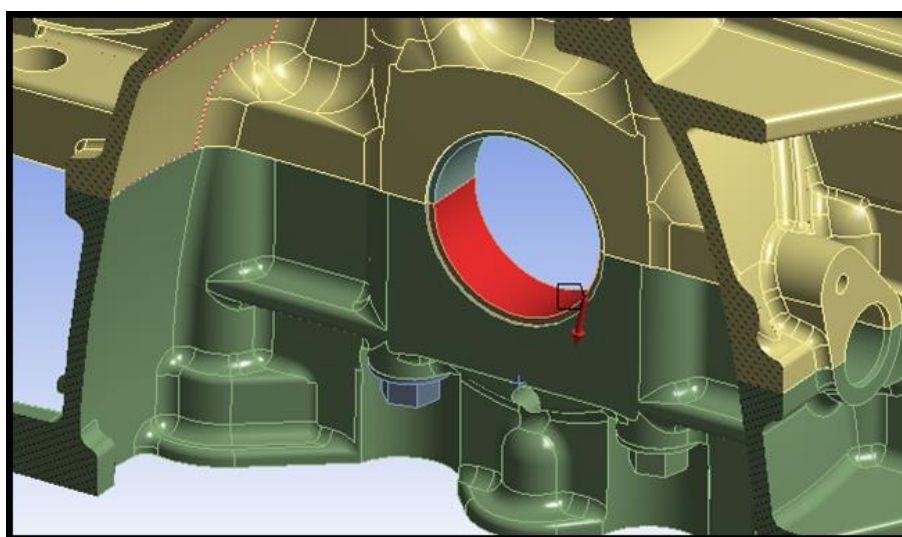
Para formação do novo mapa térmico foram importadas as temperaturas dos três componentes estruturais principais, bloco, sub-bloco e cabeçote. As temperaturas dos demais componentes considerados na análise (parafusos e bronzinas) foram estimadas pela ferramenta automática de interpolação da temperatura a partir das temperaturas dos componentes principais. Essa consideração foi necessária, pois na análise CFD não foram considerados alguns componentes estruturais, como parafusos e bronzinas.

4.5.4.4 Carregamento dos mancais

Após selecionados os casos de carregamento que serão considerados nas análises, são extraídos os valores da carga vertical e horizontal para cada mancal em cada caso. Os carregamentos nos mancais serão introduzidos na análise através da ferramenta *Bearing Load* que a partir das cargas verticais e horizontais cria uma região de distribuição do carregamento na bronzina (Figura 84). A depender do sinal da carga vertical, essas cargas podem ser aplicadas nas superfícies das bronzinas inferiores ou superiores.

Os valores das cargas introduzidas com o *Bearing Load* podem variar para cada passo da análise. Eles são fixados nulos para os dois primeiros passos da simulação (montagem e temperatura) e então tem seu valor estabelecido de acordo com o caso de carregamento a ser simulado.

Figura 84 – Aplicação das cargas dos mancais principais na simulação FEA



Na Tabela 10 são resumidos as cargas verticais e horizontais consideradas na simulação para cada mancal em cada passo da análise. Os sinais negativos para as cargas verticais indicam que as cargas são predominantemente de inércia e serão aplicadas nas bronzinas superiores. Quando as cargas horizontais são negativas, isso indica que as forças

serão consideradas para a esquerda. Os casos coincidentes foram mantidos para reforçar o entendimento das escolhas dos casos de carregamento.

Tabela 10 – Resumo das cargas verticais e horizontais consideradas nos passos de carregamento das análises

Caso de Carregamento	Mancal 1 [kN]		Mancal 2 [kN]		Mancal 3 [kN]		Mancal 4 [kN]		Mancal 5 [kN]	
	Horz.	Vert.	Horz.	Vert.	Horz.	Vert.	Horz.	Vert.	Horz.	Vert.
AT	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
MF	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
VP1	2,19	14,62	1,73	20,53	-1,02	4,62	-0,41	-0,20	0,16	-2,51
VI1	0,04	-7,13	-0,19	-3,60	-0,66	11,07	0,09	12,44	0,34	5,53
LD1	2,83	4,13	1,15	8,86	-5,04	7,45	-0,54	3,52	1,38	-0,35
LE1	-2,21	1,90	0,52	8,06	5,45	7,09	-0,80	4,33	-2,04	1,97
VP2	1,90	13,03	1,07	21,21	-2,01	9,92	-0,68	-2,47	0,17	-6,27
VI2	0,04	-7,13	-0,19	-3,60	-0,66	11,07	0,09	12,44	0,34	5,53
LD2	1,85	6,51	2,22	2,76	-1,50	-7,10	1,40	4,81	1,50	4,72
LE2	-2,21	4,52	-2,01	2,72	3,95	2,48	-0,10	10,80	-2,20	3,86
VP3	-0,79	2,93	-0,14	-0,29	2,98	13,23	1,85	19,47	-0,62	1,27
VI3	1,85	6,51	2,22	2,76	-1,50	-7,10	1,40	4,81	1,50	4,72
LD3	-2,21	1,90	0,52	8,06	5,45	7,09	-0,80	4,33	-2,04	1,97
LE3	2,83	4,13	1,15	8,86	-5,04	7,45	-0,54	3,52	1,38	-0,35
VP4	0,17	-6,27	-0,68	-2,47	-2,01	9,92	1,07	21,21	1,90	13,03
VI4	0,34	5,53	0,09	12,44	-0,66	11,07	-0,19	-3,59	0,04	-7,13
LD4	2,09	4,15	1,68	4,25	-2,53	-3,71	2,75	5,14	2,70	6,18
LE4	-2,20	3,86	-0,10	10,81	3,95	2,48	-2,01	2,72	-2,22	4,52
VP5	0,16	-2,51	-0,41	-0,20	-1,02	4,62	1,73	20,53	2,19	14,62
VI5	0,34	5,53	0,09	12,44	-0,66	11,07	-0,19	-3,59	0,04	-7,13
LD5	2,11	2,43	0,78	4,62	-4,21	2,53	2,13	7,47	3,11	5,15
LE5	-2,21	4,52	-2,01	2,72	3,95	2,48	-0,10	10,80	-2,20	3,86

4.6 SOLUÇÃO

Foi utilizado para a solução do problema, o *solver* integrado do ANSYS® *multiphysics*. A análise realizada foi do tipo estática com a escolha do modelo iterativo *PCG Solver* para solução do sistema de equação. A tolerância de $1,0 \cdot 10^{-8}$ foi selecionada para o método de solução. Mais detalhes sobre as características do *solver* podem ser encontrados em (ANSYS®, 2017). O uso do software ANSYS® neste trabalho foi possível com o apoio do grupo de pesquisa Padmec da UFPE, que possibilitou as análises.

Após a solução de todos os passos, um arquivo com todos os resultados é gerado. Esse arquivo solução está na extensão .RST e contém os resultados para diversos fenômenos e alguns resultados já pós-processados. Os resultados podem ser agrupados em:

- Escalares: Força, energia de deformação, informações sobre contato, etc.;
- Vetores: Força de reação, momentos de reação, deslocamento, forças de contato, etc.;
- Tensores: Deformação elástica, deformação térmica, tensões normais e cisalhantes nas direções dos eixos coordenados, tensões principais, tensões máximas cisalhante, Tensão de von Mises, etc..

4.7 PÓS-PROCESSAMENTO

Nesta seção serão apresentadas as metodologias utilizadas para o pós-processamento de resultados, que serão avaliados em relação a critérios de tensão e fadiga.

No capítulo 2 foram apresentados alguns critérios de falhas que podem ser utilizados para avaliar a resistência do componente a determinados esforços. Esses critérios foram divididos em independentes e dependentes do tempo. O bloco de motores alternativos é um caso clássico de componente exposto a esforços cíclicos que são críticos para falha por fadiga e é fundamental a sua análise por esse critério. Entretanto, a análise estática das tensões por critérios independentes do tempo é importante para determinar regiões críticas do componente com baixo custo computacional.

O Critério de falha estático selecionado para a análise do bloco do motor foi o Coulomb-Mohr frágil. Essa escolha foi baseada no tipo de material do bloco, que é frágil e possui limites de resistência diferente para compressão e tração. Conforme apresentado no capítulo 2 para materiais frágeis o critério de Coulomb-Mohr é preferível sob o critério da Tensão normal máxima por apresentar resultados mais condizentes com os reais.

4.7.1 Tensões (critério de Coulomb-Mohr)

Do ponto de vista computacional, uma vez obtida a solução do problema é necessário visualizar os resultados, essa tarefa é associada ao pós-processador. No caso do ANSYS® *Mechanical* o sistema de pós-processamento é integrado ao ambiente principal.

Com o visualizador do ANSYS® é possível analisar os resultados diretamente calculados no *Solver* e salvos no arquivo de solução. Esse é o caso da tensão equivalente de von Mises, deformação específica, energia de deformação, etc..

O pós-processador possui também ferramentas para cálculo de tensões equivalentes com base em outros critérios de falha diferentes da tensão de von Mises. O fator de segurança

pode ser avaliado em relação ao critério de Coulomb-Mohr através da ferramenta *Mohr-Coulomb Stress*. Com essa ferramenta, a partir das tensões calculadas pelo *solver* é especificado o fator de segurança com base na Equação 6 que será repetida a seguir (ANSYS®, 2017).

$$F_s = \left[\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_2}{S_{uc}} \right]^{-1} \quad (6)$$

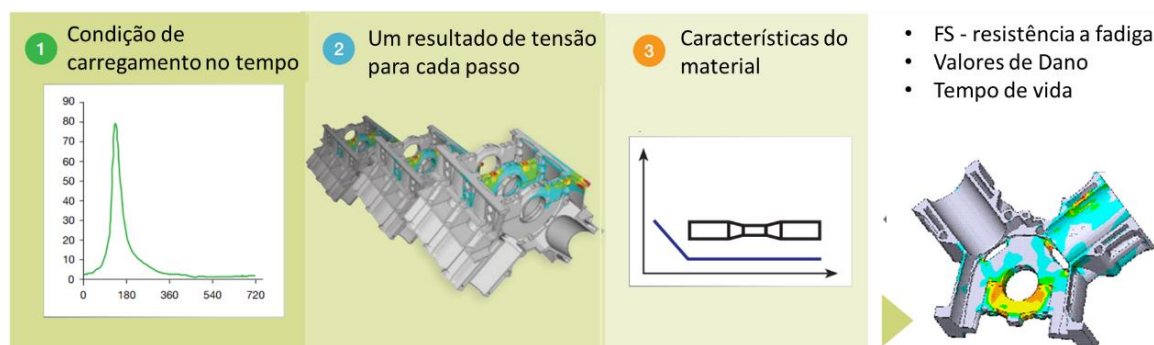
4.7.2 Fadiga

No pós-processamento das tensões para a análise de fadiga do bloco, foi utilizado o *software* comercial FEMFAT® – *finite element method fatigue*. Mais especificadamente, o módulo utilizado foi o FEMFAT®-MAX que é um módulo para análise de componentes com carregamento multiaxiais. Esse módulo comporta dois tipos de dados de entrada para tensão: estados de tensão associados a histórico de carregamento (*ChannelMAX*) e estados transientes de tensão (*TransMAX*) (GAIER, et al., 2000). Neste trabalho foram considerados casos de carregamento críticos em determinados instantes para representar o comportamento do bloco, por isso foi utilizado o módulo *TransMAX*. O uso do *software* FEMFAT® foi possível graças ao apoio da FCA que tornou possível as análises de fadiga presentes nesse trabalho.

Para estimativa da resistência à fadiga no FEMFAT® são dados como entrada os resultados das tensões de cada caso de carregamento analisado, além de dados do comportamento do material para fadiga. Um diagrama com o processo de análise para o módulo *TransMAX* é apresentado na Figura 85.

Detalhes da teoria do “critério do plano crítico” para carregamentos multiaxiais aplicada ao FEMFAT® pode ser encontrada em Gaier et al. (2000).

Figura 85 - Diagrama do processo de análise do módulo *TransMAX* - FEMFAT®



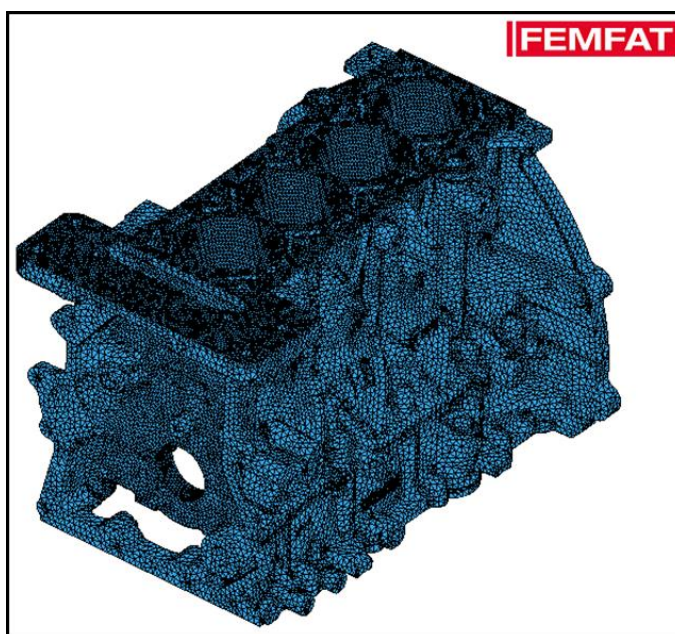
Fonte: Adaptado de (MAGNA PROWERTRAIN INC., 2016 b)

4.7.2.1 Análise FEMFAT® TransMAX

Na análise de resistência à fadiga de bloco de motores com o FEMFAT®, algumas considerações são necessárias nos diversos grupos de informações do *software*.

Em relação ao modelo MEF, esse é importado para o FEMFAT® através da mesma malha utilizada nas análises estruturais. Entretanto, apenas os componentes que são objetos de estudo para fadiga (bloco e sub-bloco) são considerados (Figura 86).

Figura 86 – Modelo MEF considerado na análise de fadiga no FEMFAT®



Além dos arquivos de resultados de cada caso analisado (arquivos .RST), também é importado para o FEMFAT® o mapa térmico dos componentes. Dessa forma, pode ser considerado o efeito da temperatura sobre a resistência a fadiga do material.

A partir de propriedades mecânicas conhecidas do material, foi possível estabelecer as características de resistência a fadiga (Tabela 11), utilizando para isso a calculadora de materiais do próprio *software*. Foi necessário estabelecer para o ferro fundido GH190, a classe do material (ferros fundidos cinzentos) e os valores do limite de resistência a ruptura para tração e compressão.

Tabela 11 – Propriedades de resistência a fadiga estabelecidas para o ferro fundido GH190

Propriedades	Tração	Compressão	Flexão	Cisalhamento
Tensão de ruptura [MPa]	255,0	820,0	510,0	216,8
Tensão pulsante [MPa]	102,0	0,0	199,0	91,4
Tensão alternada [MPa]	76,5	76,5	113,4	65,1

A partir das propriedades mecânicas e características calculadas para o material, o FEMFAT® gera os diagramas S-N (Figura 87) e de Haigh (Figura 88). Pode-se observar que o diagrama de Haigh da Figura 88 possui mais pontos de criação do que o diagrama apresentado no capítulo 2. Detalhes sobre o diagrama modificado utilizado pelo FEMFAT® pode ser encontrado em Gaier et al. (2000).

Figura 87 – Curva S-N para o ferro fundido GH190

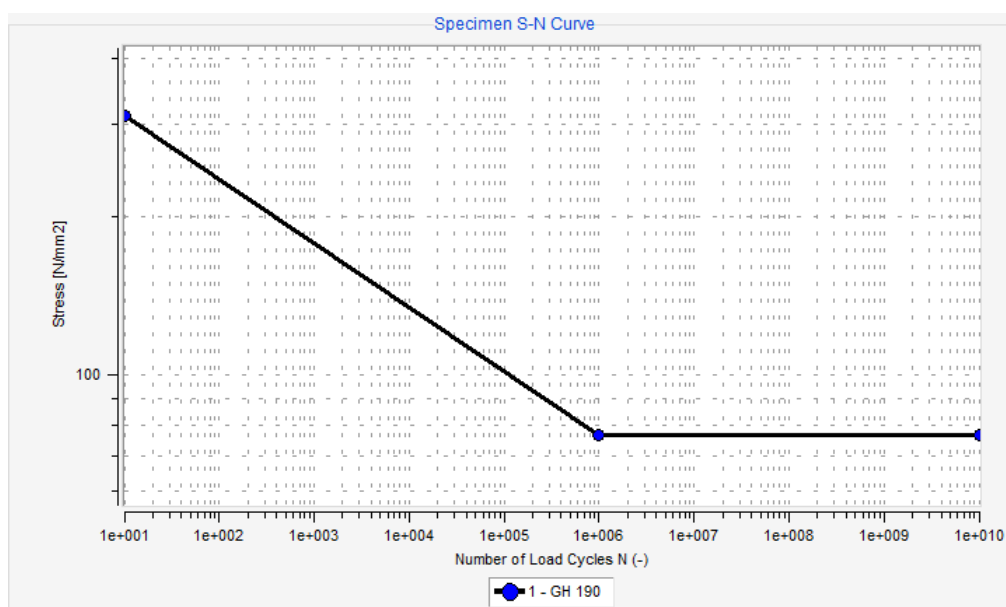
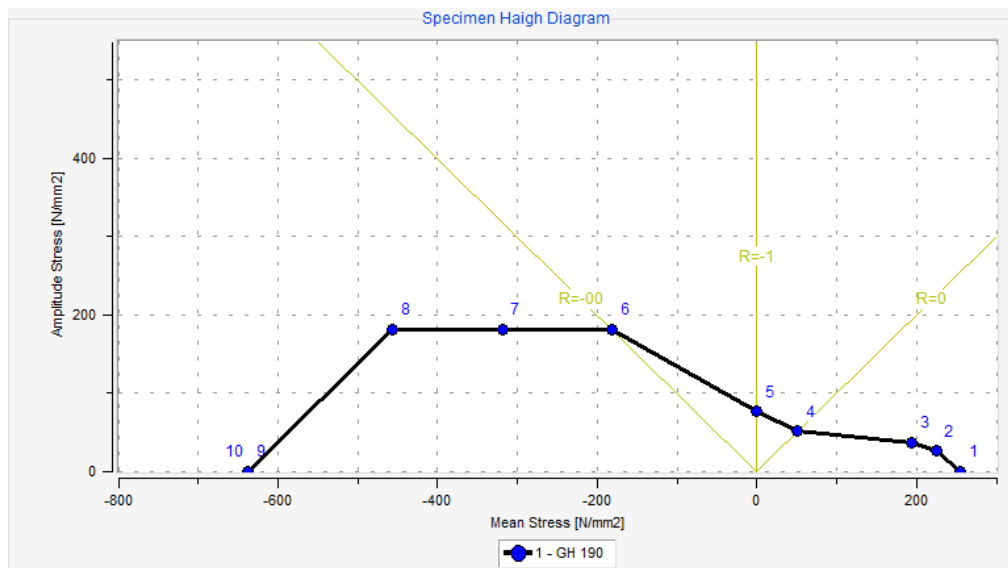


Figura 88 – Diagrama de Haigh para o ferro fundido GH190



5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nessa seção serão apresentados os resultados após a solução do problema, cuja análise foi dividida em *steps* (passos) com base na metodologia proposta apresentada nas seções anteriores. Com base nas tensões obtidas, foi realizada uma breve análise dos componentes acoplados ao bloco e, também, um estudo das tensões no bloco para diferentes tipos de carregamento. Os resultados também foram pós-processados e os critérios de Coloumb-Mohr e de fadiga foram aplicados para avaliação da estrutura do bloco.

5.1 HARDWARE UTILIZADOS E CUSTO COMPUTACIONAL

As análises dos casos de carregamento foram resolvidas em um computador do departamento de engenharia mecânica (DEMEC) da UFPE, locado no laboratório COGENCASA. Este computador conta com um processador Intel® Core™ i7-3930K CPU @3.20GHz com seis núcleos físicos, e 14Gb de memória RAM DDR3 1333Mhz.

Considerando todas as análises, o tempo total de processamento é de aproximadamente 21h, enquanto o tempo total gasto nas análises é de aproximadamente 54h. Os passos onde são considerados os carregamentos de montagem e térmico apresentam o maior tempo de processamento com, respectivamente, 1:53h e 1:39h. Nos passos seguintes, referentes às cargas de mancais, o tempo de processamento varia entre 1:18h e 1:11h.

5.2 CONVERGÊNCIA DE MALHA

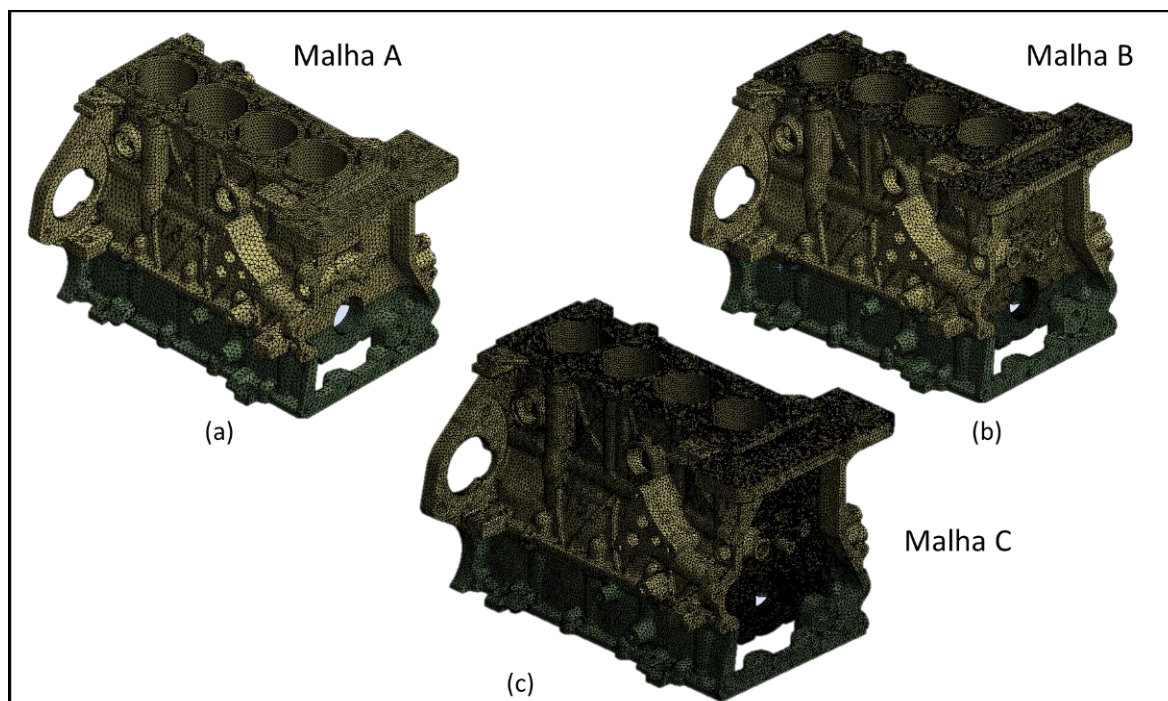
Conforme a teoria apresentada na seção 2.2.4.1, foram realizadas análises de convergência de malha com base nas tensões em algumas regiões críticas. Optou-se por selecionar, nas diferentes malhas utilizadas, as tensões máximas que ocorrem nas regiões críticas para um caso de carregamento específico. Na Figura 89 são apresentadas as três diferentes configurações de malhas para o bloco, utilizadas ao longo das análises, denominadas aqui como A, B e C. Foram apresentadas apenas as malhas para o bloco e sub-bloco, pois foram nesses componentes em que se focalizou os refinamentos. A malha apresentada em (c) é a mais refinada, seguida pela malha em (b), essas duas configurações de malhas foram refinadas a partir da malha apresentada em (a).

Na Tabela 12 são apresentados o número de elementos e nós para as três diferentes malhas.

Tabela 12 – Número de elementos e nós por malha

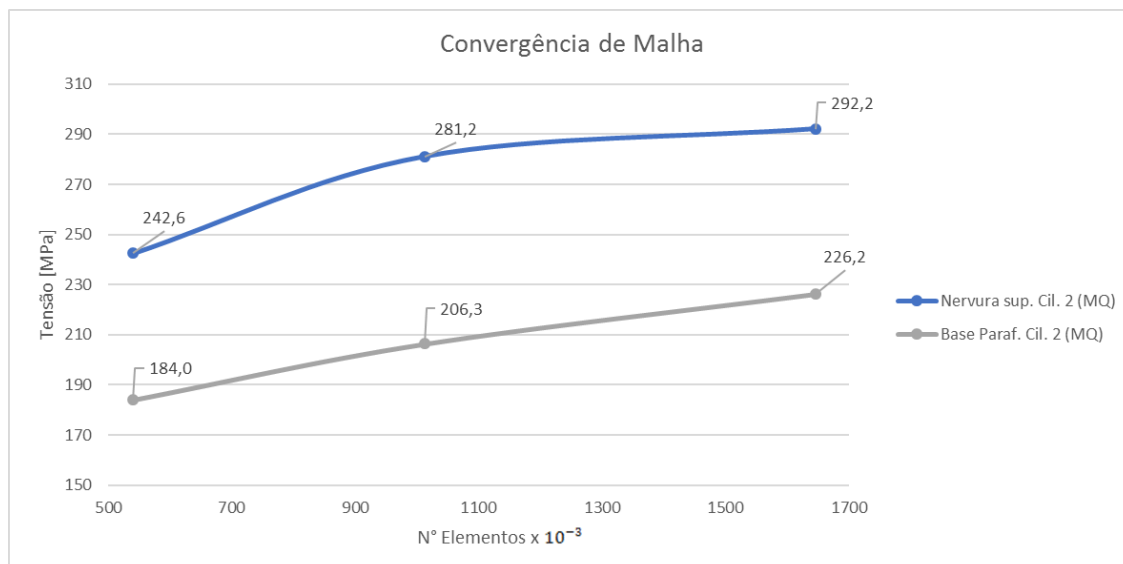
Malha	Elementos	Nós
A	540.667	979.116
B	1.013.338	1.809.315
C	1.645.714	2.843.635

Figura 89 – Configurações de malha



Na parte superior do bloco foram selecionadas as tensões máximas em duas regiões críticas: a nervura na parte superior do cilindro 2 e a base do alojamento do parafuso 2. Essas regiões podem ser vistas, respectivamente na Figura 97 e Figura 101. Para ambas as regiões foi considerado o passo da montagem quente (MQ), por representar o caso de carregamento crítico nessas regiões. Na Figura 90 é apresentado um gráfico para análise de convergência das malhas em relação aos valores das tensões para as regiões escolhidas.

Figura 90 – Convergência de malha parte superior do bloco



As tensões na nervura do cilindro 2 apresentam melhor convergência para um valor finito que as tensões na base do alojamento do parafuso 2. Essa diferença pode ser compreendida como uma falta de refinamento na base do alojamento.

Para a análise de convergência das tensões na parte inferior do bloco foram consideradas as tensões máximas para quatro diferentes casos de carregamento: máxima carga vertical de pressão e inércia nos cilindros 1 e 2 (VP1, VI1, VP2 e VI2). Para esses carregamentos foram consideradas cinco regiões críticas: parte inferior e furo de lubrificação dos mancais 1 e 2 e a parte superior do mancal 2. A Figura 91 mostra um gráfico para análise de convergência das malhas nas regiões críticas para o mancal 2 e na Figura 92 um gráfico para as regiões críticas do mancal 1.

Figura 91 – Convergência de malha Mancal 2

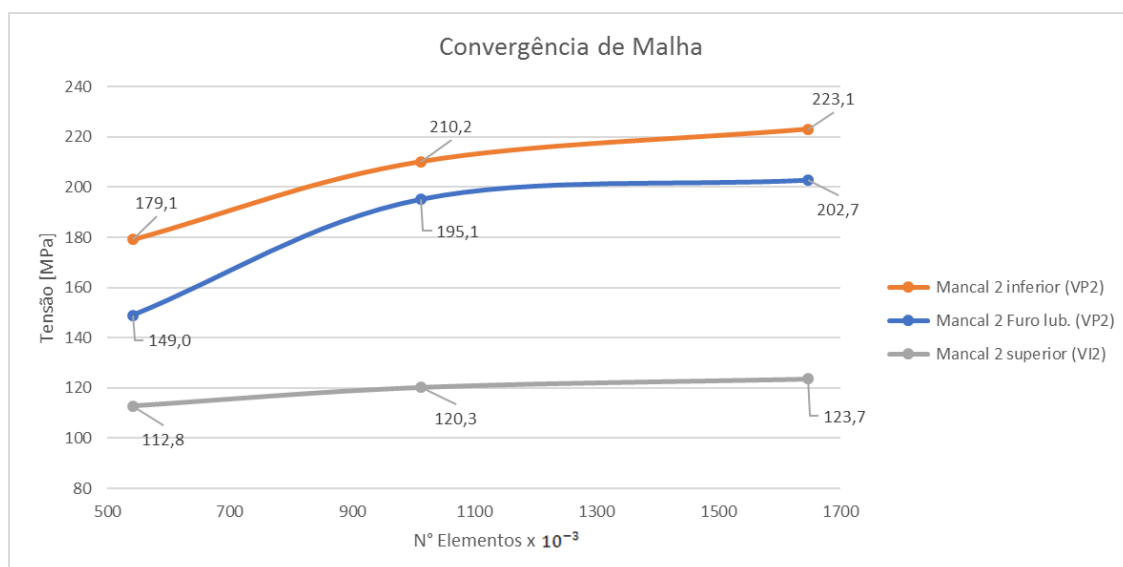
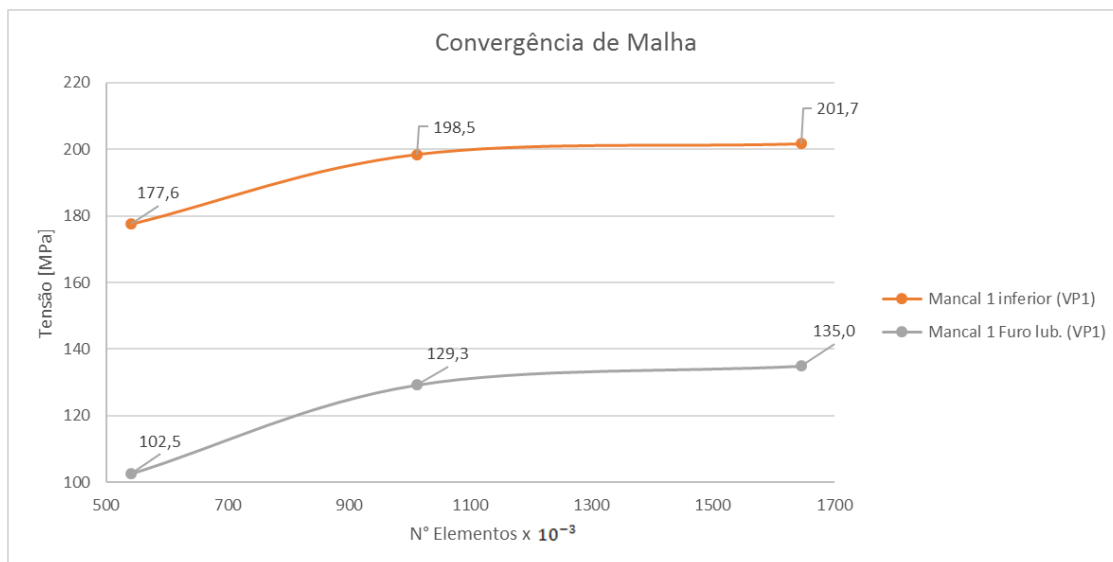


Figura 92 – Convergência de malha Mancal 1



De uma forma geral, observa-se que os gráficos das tensões apresentam uma tendência a um valor finito. Para uma maior acurácia nos resultados e uma melhor análise da convergência, uma simulação com uma malha mais refinada poderia ser realizada, entretanto devido ao limitado poder computacional, optou-se por utilizar os resultados com a malha na configuração C. Foi considerado também, que o aumento na acurácia a partir do refinamento da malha C aumentaria muito o custo computacional, talvez inviabilizando a simulação dos 16 casos de carregamento.

Uma exceção do que se foi discutido acima, são as regiões da base do alojamento dos parafusos, que apesar de apresentarem uma leve convergência, para uma maior acurácia das tensões nessa região seria necessário pelo menos mais um refinamento.

5.3 ANÁLISE DOS COMPONENTES ACOPLADOS

A avaliação das tensões dos componentes ao qual o bloco se relaciona na análise é importante para garantir que a consideração de comportamento elástico foi mantida. Portanto, não serão avaliados os projetos dos componentes e sim a adequação e a influência desses componentes na análise.

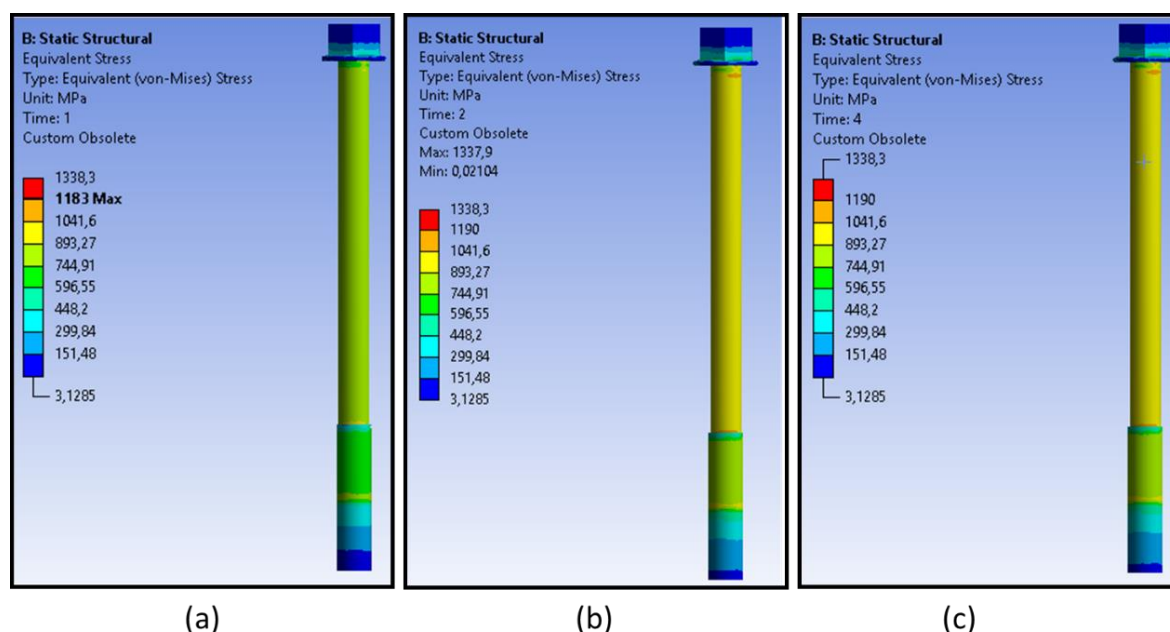
Como foi apresentado nas seções anteriores, são vários os casos de carregamento considerados na análise. Para avaliação dos componentes, serão considerados três casos: Montagem fria (MF), Montagem quente (MQ) e Máxima carga vertical de pressão no mancal 2 (VP2).

5.3.1 Parafusos de fixação cabeçote/bloco

Esses parafusos, assim como os demais, são feitos de aço de alta resistência (propriedades Tabela 7), contudo são dúcteis. Foi utilizada a tensão equivalente de von Mises para avaliar as tensões nos parafusos. Na Figura 93 são apresentadas as distribuições de tensões para os casos de carregamento considerados, respectivamente, MF (a), MQ (b) e VP2 (c).

Para o primeiro caso (a), pode-se considerar que o parafuso apresenta uma tensão média em torno de 840 MPa se forem desconsideradas as tensões próximas à rosca e a cabeça. Essas concentrações de tensão são devidas às descontinuidades geométricas e as restrições de movimento não reais. Na montagem a quente o parafuso apresenta uma maior tensão média no corpo (1000 MPa), entretanto essa tensão é provinda de forças laterais devido à deformação térmica do cabeçote. Essa deformação do cabeçote deveria ser minimizada devido às folgas do alojamento, entretanto pelo tipo de contato considerado (*Bonded*) essas forças são transmitidas integralmente ao parafuso. As tensões para os casos MQ e VP2 são superestimadas e diferem do comportamento real.

Figura 93 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos de fixação do cabeçote para diferentes casos de carregamento



Mesmo considerando a tensão média da Montagem a frio, essa é maior do que o limite de escoamento do material (800 MPa) apresentado na seção 4.5.1. Como consequência, deformações plásticas ocorrem nos parafusos, entretanto essas deformações são previstas em projeto. Optou-se por desconsiderar as deformações plásticas nas simulações, pois a tensão acima do escoamento é pequena e a hipótese de comportamento apenas elástico superestima as

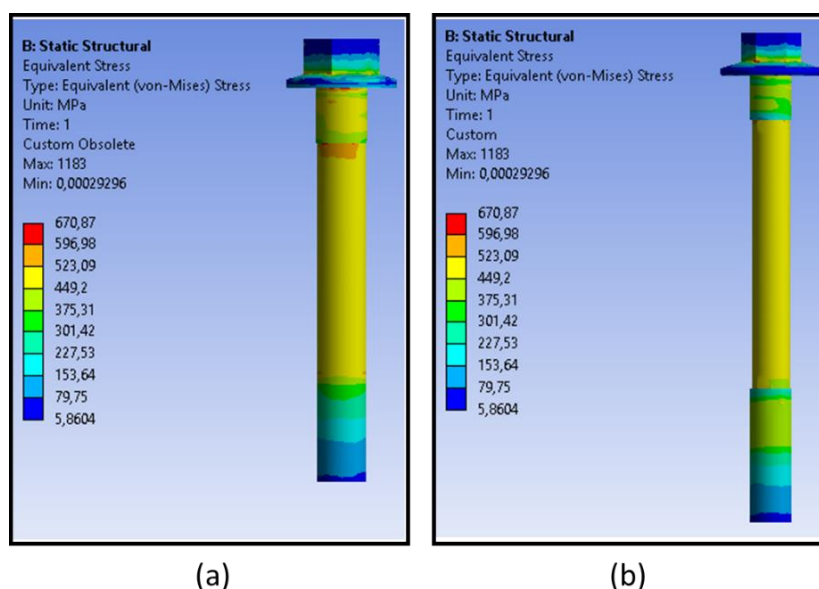
tensões na região do bloco. Essa aproximação está do lado conservativo, além do que, a consideração de plasticidade no sistema implicaria em uma não-linearidade que aumentaria consideravelmente o custo computacional.

5.3.2 Parafusos de fixação mancais/bloco e sub-bloco/bloco

O comportamento das tensões nos dois conjuntos de parafusos de fixação dos mancais e do sub-bloco são similares. Na Figura 94 são apresentados a distribuição das tensões equivalentes de von Mises para o parafuso do mancal (a) e do sub-bloco (b).

Para esses conjuntos foram apresentados apenas o caso de Montagem fria, pois esse representa o caso crítico. Quando considerado as temperaturas, as tensões são menores devido ao alívio de tensão gerado. Mesmo quando considerados as cargas de mancais, devido a pré-tensão (aperto) as tensões ainda são menores. Para os parafusos de fixação dos mancais a tensão média é de 490 MPa e de 475 MPa para os parafusos de fixação do sub-bloco, ambas abaixo do limite de escoamento.

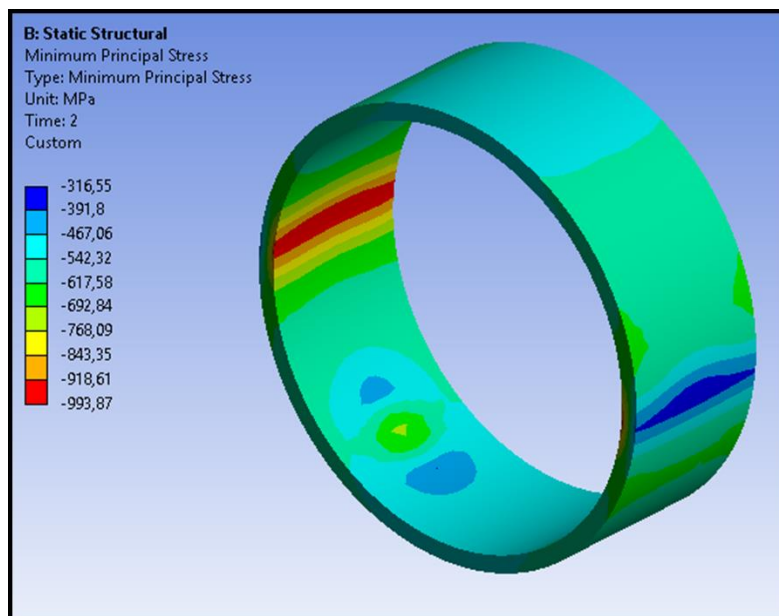
Figura 94 – Distribuição das tensões de von Mises nos parafusos de fixação dos mancais e do sub-bloco



5.3.3 Bronzinas

Na Figura 95 é apresentada a distribuição das tensões principais mínimas para o caso da Montagem quente (Crítico).

Figura 95 – Distribuição das tensões principais mínimas nas bronzinas



As tensões mínimas (maiores magnitudes) estão bem acima do limite de escoamento do material (280 MPa), entretanto esse limite é geralmente obtido para um ensaio de tração. As bronzinas estão sobre compressão, onde pode-se considerar os limites consideravelmente maiores para as tensões. As tensões de maiores magnitudes ocorreram nas arestas internas das bronzinas. Essas tensões podem ter sido superestimadas devido a descontinuidade geométrica teórica das arestas, entretanto os níveis de tensão nessa região ainda devem ser considerados alto. Por isso, retirando pequenas regiões internas próximas as arestas em que realmente podem ocorrer plastificação, na maior parte da bronzina um comportamento elástico pode ser considerado. Novamente a não consideração de pequenas regiões de plastificação superestimam as cargas de montagem no bloco.

As bronzinas apresentam, ainda, boa resistência à flambagem, isso devido ao tipo de carregamento (maiores tensões compressivas na parte interna) e o tipo de apoio externo dos alojamentos dos mancais (em todo perímetro).

5.4 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DAS TENSÕES FRENTE AOS CARREGAMENTOS

Nessa sessão são apresentados estudos do comportamento das tensões nas diferentes regiões do bloco, quando esse é exposto a diferentes tipos de carregamento. Pretende-se com esse estudo relacionar as tensões no bloco aos tipos de carregamento e identificar áreas críticas. Essas informações irão facilitar a aplicação dos critérios de falhas.

São considerados para efeito de estudo quatro tipos de carregamento, os três casos considerados na seção anterior e o caso de Máxima carga vertical de inércia no mancal 2 (VI2). A partir dos tipos de carregamento estudados podem ser feitas considerações gerais para todos os mancais.

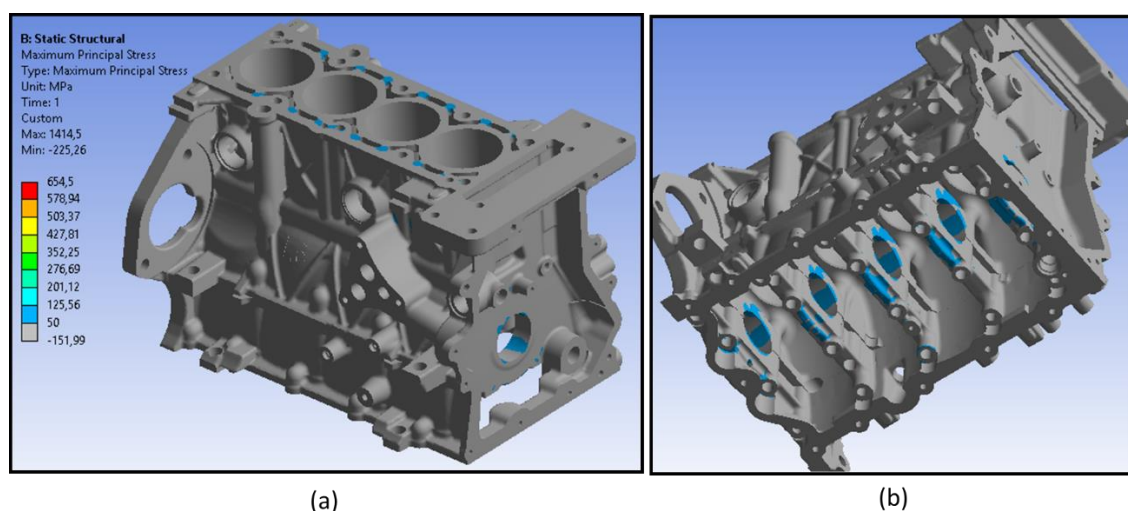
As tensões principais máximas e mínimas são utilizadas para analisar os efeitos de determinado carregamento. As regiões de tensões trativas são mais facilmente identificáveis quando analisadas as tensões principais máximas e as regiões compressivas quando consideradas as tensões principais mínimas.

Para facilitar a visualização, a escala de cores foi estabelecida de forma que sejam diferentes de cinza apenas as tensões principais com magnitude acima de 50 MPa . No caso das tensões principais máximas a escala de cores inicia acima de $+50 \text{ MPa}$ e abaixo de -50 MPa para as tensões principais mínimas.

5.4.1 Carregamento de montagem

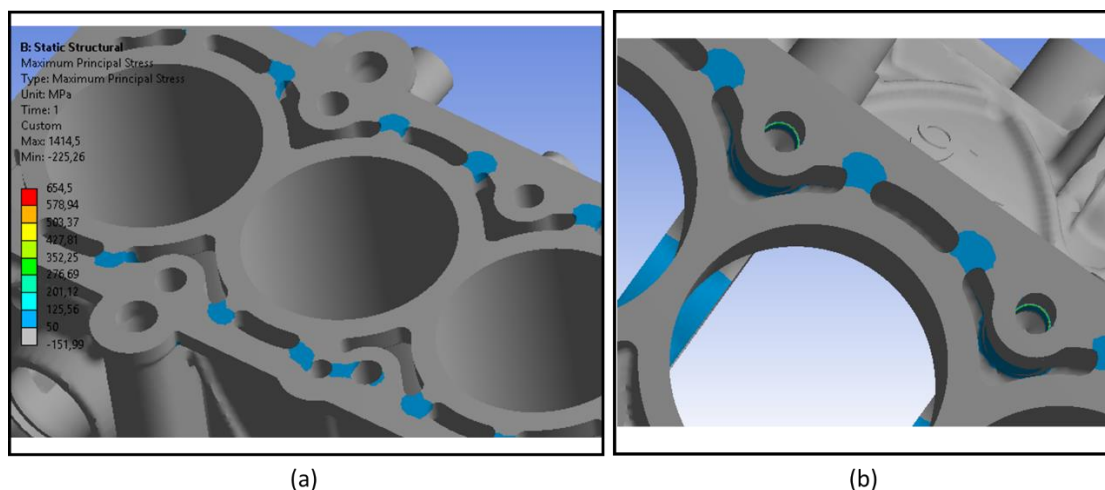
Na Figura 96 é apresentada uma visão geral da distribuição das tensões principais máximas para as cargas de carregamento.

Figura 96 – Distribuição das tensões principais máximas para o carregamento de montagem



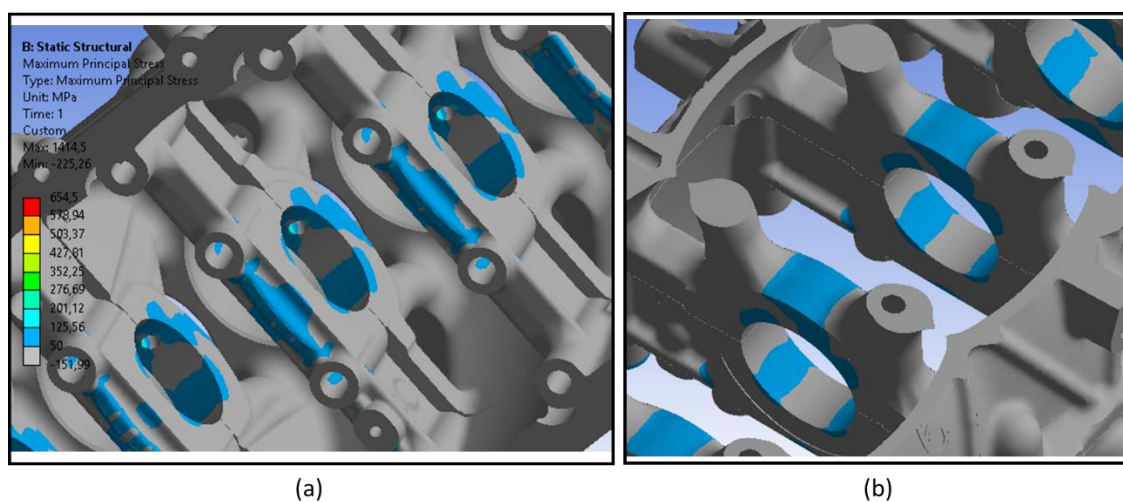
As cargas dos apertos dos parafusos geram, próximo às junções aparafusadas, zonas de compressão (como será apresentado mais adiante) e próximo a essas, ocorrem regiões de tensões trativas (Figura 97(a)). Outras regiões trativas ocorrem próximas do final da rosca nos alojamentos dos parafusos (Figura 97(b)).

Figura 97 – Distribuição das tensões principais máximas na parte superior do bloco para o carregamento de montagem



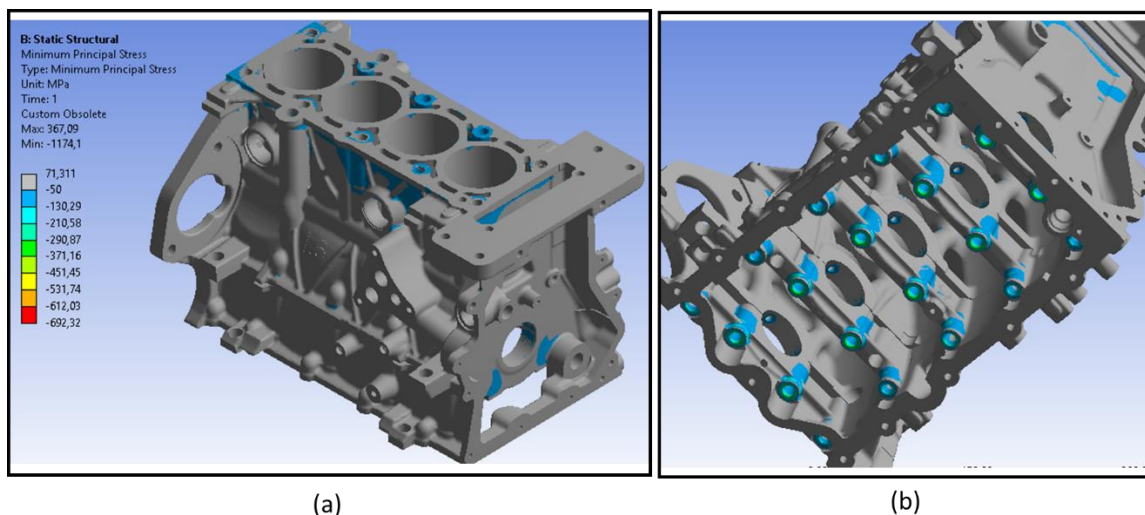
A montagem das bronzinas gera nos mancais tensões positivas e são críticas em duas regiões: próximo do canal de lubrificação (Figura 98 (a)). e nas regiões mais externa nas partes inferior (a) e superior (b). Essas tensões não são cíclicas, mas influenciam os valores das tensões médias para fadiga nessa região.

Figura 98 – Distribuição das tensões principais máximas nas partes inferior e superior dos mancais



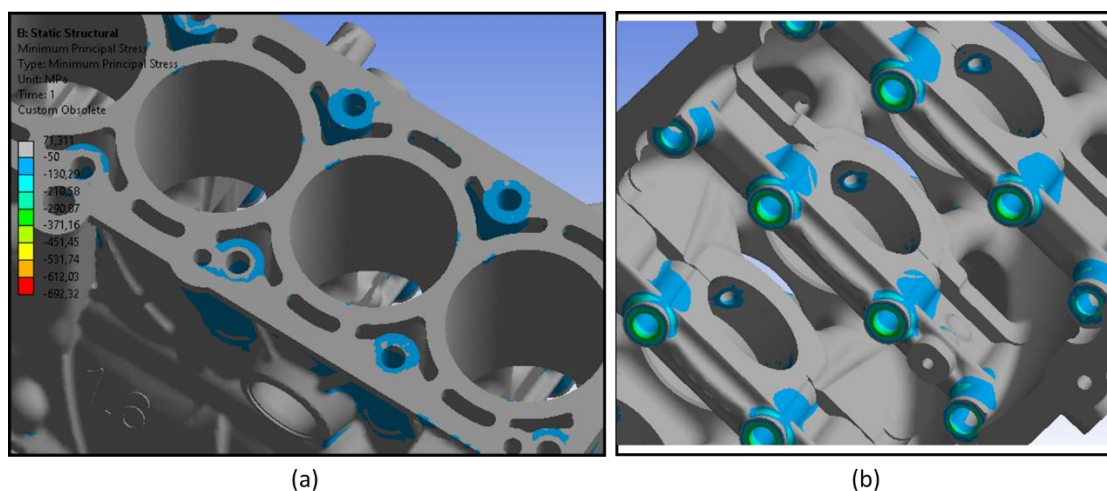
Em relação as regiões de compressão causadas pelas cargas de montagem, é apresentado na Figura 99 uma visão geral da distribuição das tensões principais mínimas.

Figura 99 – Distribuição geral das tensões principais mínimas para o carregamento de montagem



Zonas de compressão são formadas nos alojamentos dos parafusos (Figura 100 (a) e (b)). Nos alojamentos dos parafusos de fixação dos mancais e do sub-bloco ocorre uma concentração de tensão nas arestas dos furos devido à interação com a cabeça do parafuso (Figura 100 (b)).

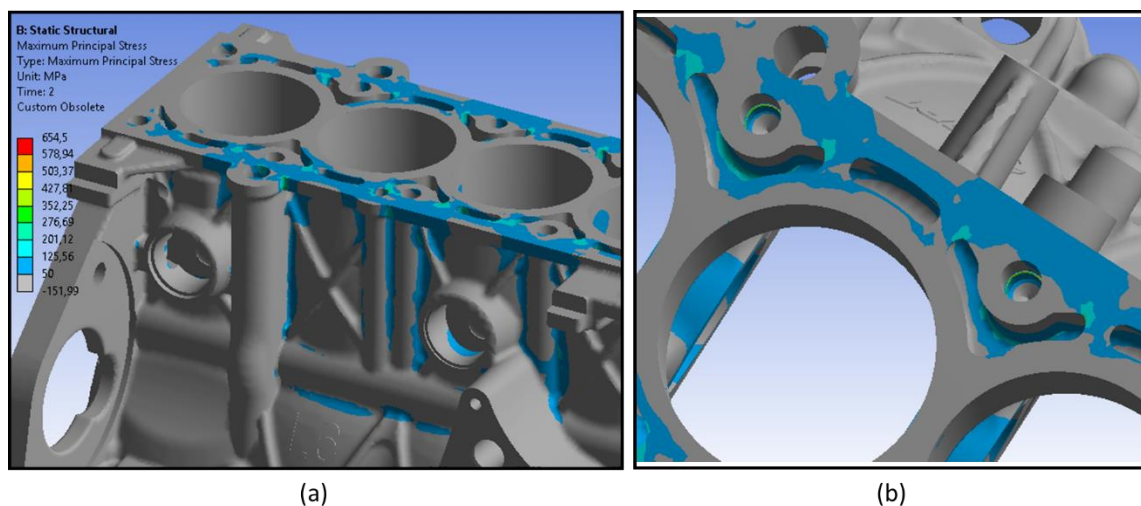
Figura 100 – Distribuição em detalhe das tensões principais mínimas para o carregamento de montagem



5.4.2 Carregamento de temperatura

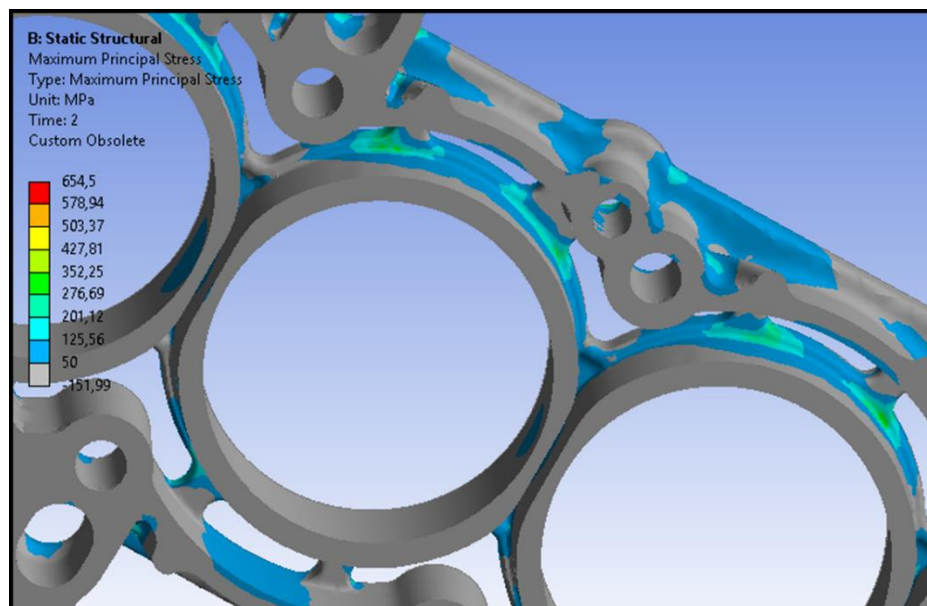
Na Figura 101(a) é apresentado a distribuição das tensões principais máximas próximas aos cilindros. Na Figura 101(b) são apresentadas as tensões nas áreas próximas as bases dos cilindros e a parede do bloco. Na mesma figura pode-se notar também tensões trativas mais elevadas nas nervuras que ligam a parte superior dos cilindros às paredes do bloco.

Figura 101 – Distribuição das tensões principais máximas na parte superior do bloco para o carregamento de temperatura



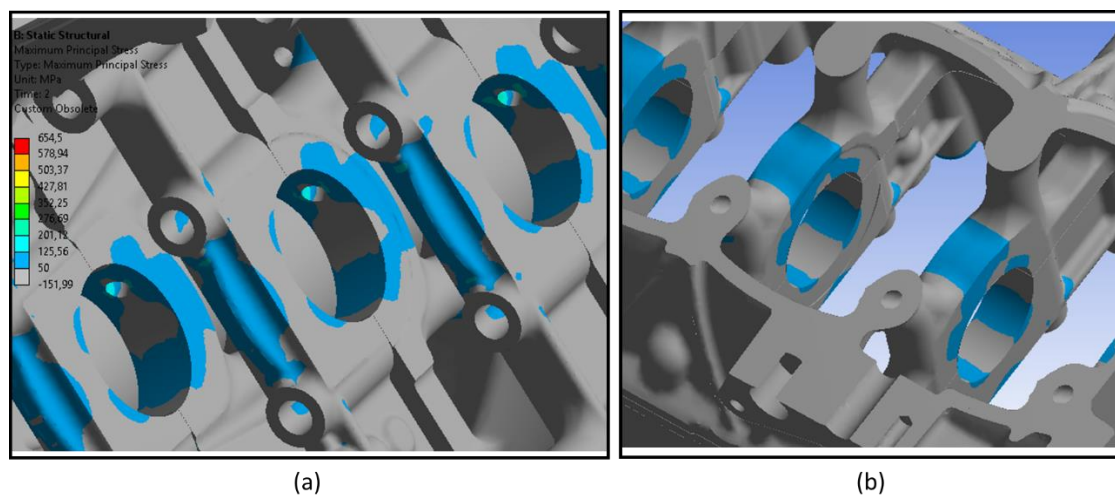
Ainda em relação às nervuras na parte superior do cilindro, tensões trativas elevadas também são notadas quando observadas as superfícies internas (voltadas para a camisa d'água). Essas tensões são apresentadas na Figura 102.

Figura 102 – Distribuição das tensões principais máximas nas regiões internas das nervuras da parte superior dos cilindros para o carregamento de temperatura



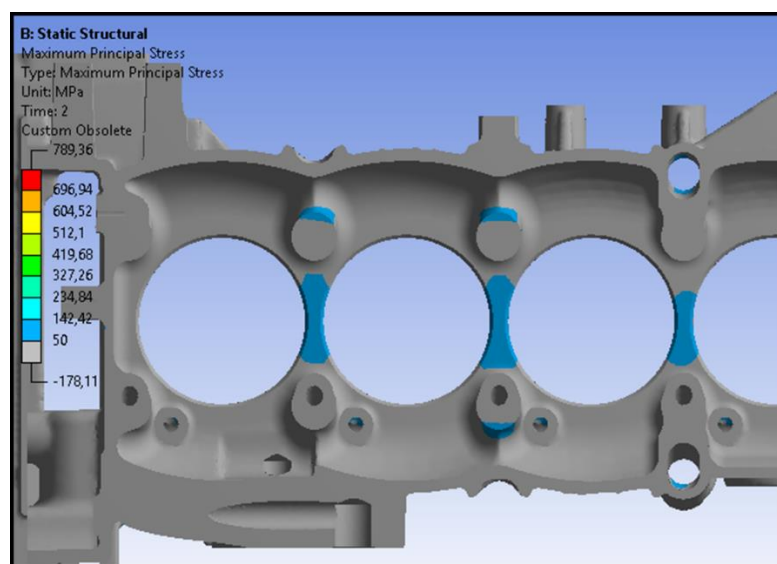
As tensões geradas pela elevação das temperaturas nos mancais atenuam os efeitos das cargas de montagem das bronzinas. Na Figura 103 são apresentadas as tensões principais máximas nas regiões externas dos mancais, na parte inferior (a) e superior (b).

Figura 103 – Distribuição das tensões principais máximas nas partes inferior e superior dos mancais para o carregamento de temperatura



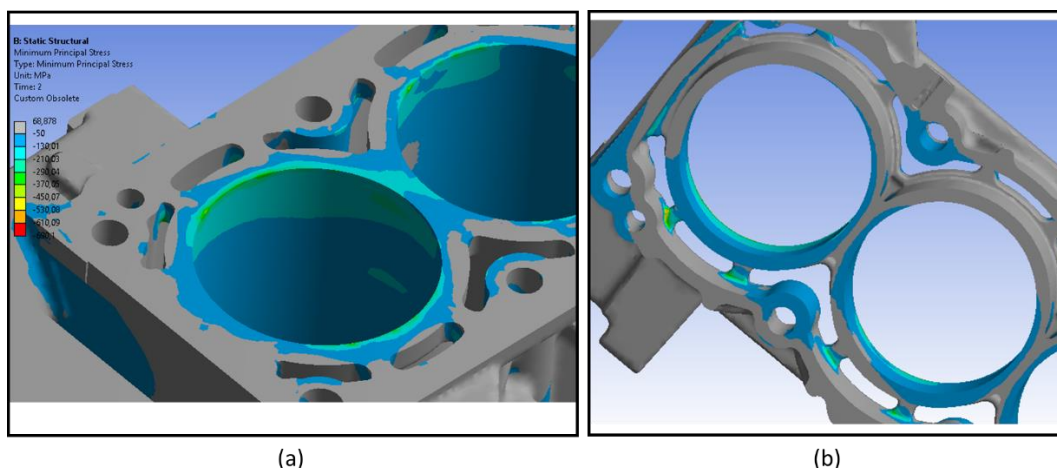
Pode ser observado na Figura 104 que as regiões entre as bases dos cilindros apresentam tensões trativas. Isso ocorre devido às temperaturas elevadas nessas áreas.

Figura 104 – Distribuição das tensões principais máximas nas regiões entre os cilindros para o carregamento de temperatura



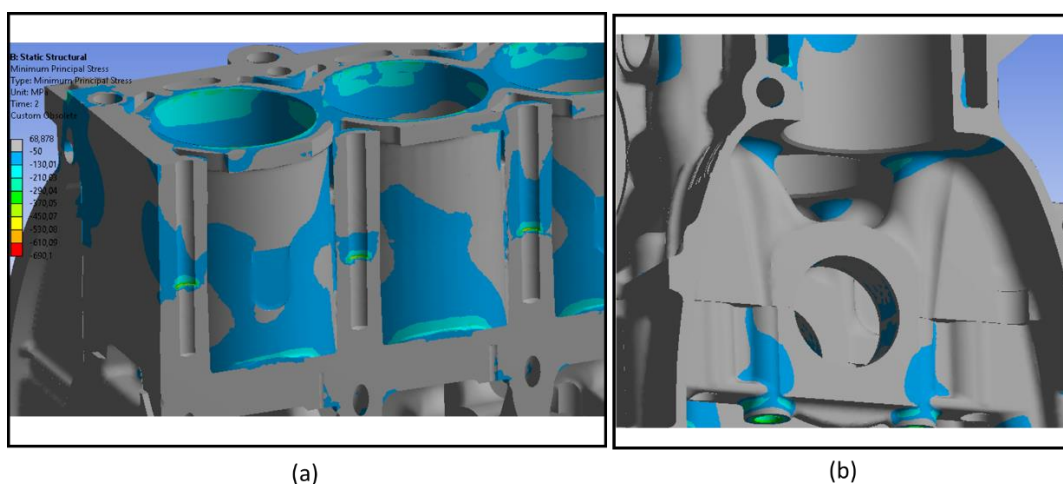
Em relação as regiões compressivas, é apresentado na Figura 105 (a) a distribuição das tensões principais mínimas na parte superior do cilindro devido às temperaturas elevadas. Além das tensões elevadas nas paredes do cilindro, podem ser observadas tensões elevadas nas nervuras nas faces externas (Figura 105 (a)) e internas (b)

Figura 105 – Distribuição das tensões principais mínimas na parte superior dos cilindros e nas regiões internas das nervuras para o carregamento de temperatura



Outras duas regiões que apresentam tensões compressivas podem ser observadas em corte na Figura 106. Em (a) observa-se as superfícies externas dos cilindros com concentração de tensão próxima a base dos cilindros. Em (b) pode-se observar tensões compressivas nas estruturas que ligam os mancais ao bloco.

Figura 106 – Distribuição das tensões principais mínimas nas bases dos cilindros e nas regiões dos apoios dos mancais para o carregamento de temperatura



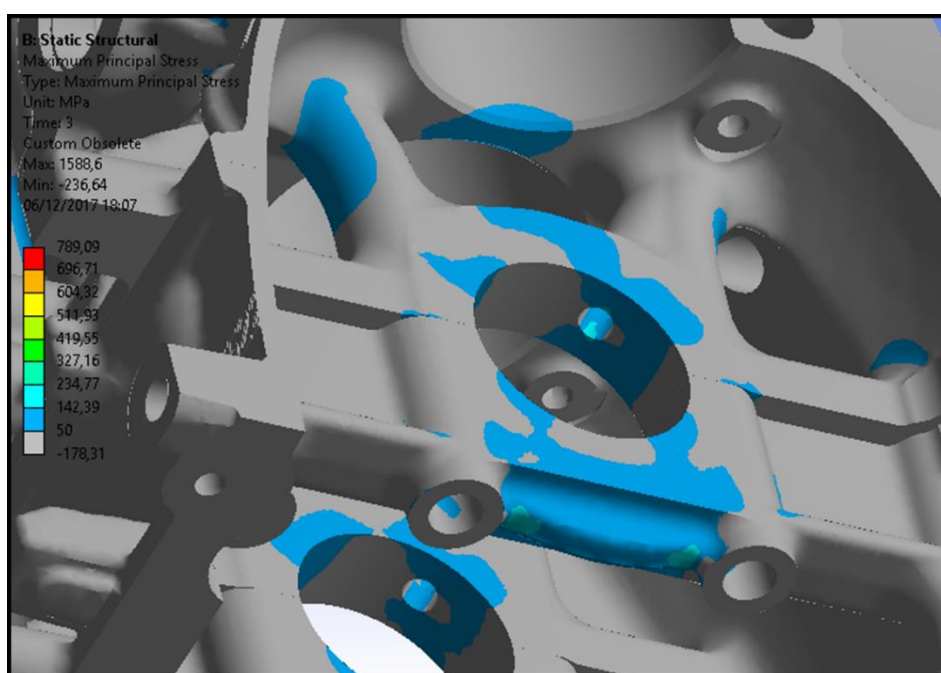
5.4.3 Máxima carga vertical de pressão

Pelo fato do carregamento das forças de pressão e inércia serem em uma região específica (os mancais), é esperado que os efeitos dessas cargas sejam próximos às regiões de aplicação do carregamento. Diferentemente dos carregamentos apresentados anteriormente, os efeitos das cargas de pressão e inércia não podem ser analisados em uma única vez. Dentre os casos de carregamento considerados, cada um gera esforços mais concentrados em determinado mancal. Entretanto, os efeitos de carregamentos do mesmo tipo, gera esforços similares nos

diferentes mancais. Como exemplo do comportamento das tensões quando aplicado cargas verticais de pressão, é apresentado na Figura 107 as tensões principais máximas para o mancal 2 sob o carregamento VP2. O carregamento vertical de pressão atua basicamente sobre a bronzina inferior, com sentido para baixo.

Como pode ser observado na Figura 107, com o carregamento há um aumento das tensões trativas na parte inferior do mancal.

Figura 107 – Distribuição das tensões principais máximas na parte inferior do mancal 2 para o carregamento VP2

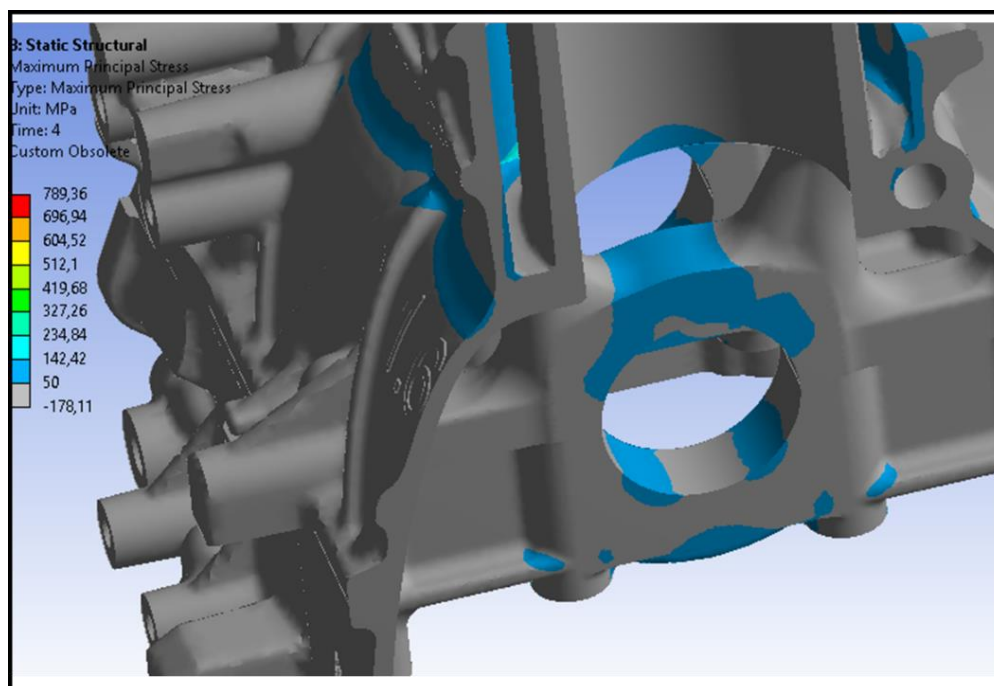


5.4.4 Máxima carga vertical de inércia

Em relação às cargas verticais de inércia, essas atuam basicamente sobre a bronzina superior, com sentido para cima. De forma similar à carga vertical de pressão, é apresentado na Figura 108 as tensões principais máximas para o mancal 2 sob o carregamento VI2.

Como pode ser observado na Figura 108, com o carregamento há um aumento das tensões trativas na parte superior do mancal.

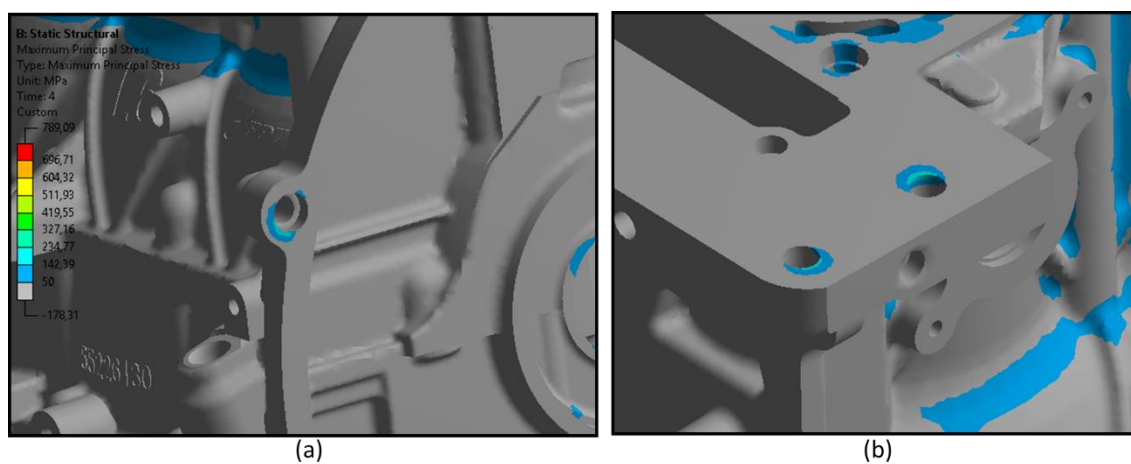
Figura 108 – Distribuição das tensões principais máximas na parte superior do mancal 2 para o carregamento VI2



5.4.5 Restrições de movimento

Na simulação FEA foram considerados apoios rígidos para o bloco. Onde houve a restrição de movimento ocorreram concentrações de tensão. Essas tensões não condizem com as tensões reais do bloco, pois na prática os apoios no motor são elásticos. Figura 109 são apresentados exemplos de regiões com concentrações de tensão devido à restrição de movimento.

Figura 109 – Distribuição das tensões principais máximas nas regiões de restrição de movimento



5.4.6 Áreas críticas

Com base nos comportamentos das tensões (relacionados aos carregamentos) que foram apresentados, pode-se definir algumas áreas críticas para o projeto de bloco de motores. As áreas críticas são especialmente influenciadas por um ou mais carregamentos, são elas:

- Nervuras na parte superior dos cilindros
- Base dos alojamentos dos parafusos do cabeçote
- Estrutura de suporte dos mancais
- Região externa na parte inferior dos mancais
- Região externa na parte superior dos mancais
- Furo de lubrificação dos mancais

As regiões próximas às nervuras que conectam a parte superior dos cilindros às paredes do motor foram apresentadas na Figura 101 (b), Figura 102 e Figura 105 (b). Essas regiões são principalmente afetadas pelos carregamentos térmicos.

As regiões externas dos alojamentos dos parafusos de fixação do cabeçote próxima a base dos cilindros foram apresentadas na Figura 97 (b) e Figura 101 (b). O carregamento dos apertos dos parafusos, no passo de montagem, e o efeito das temperaturas são as principais cargas nessas regiões.

Na união das estruturas que conectam os mancais às bases dos cilindros, ocorrem tensões elevadas e devem ser consideradas como críticas nas análises. Essas regiões são apresentadas na Figura 106 (b) e Figura 107. As tensões nessas áreas são altas devido ao carregamento térmico e às cargas de pressão e inércia nos mancais.

Na região externa dos mancais, tanto na parte inferior quanto superior, os carregamentos que principalmente afetam são as cargas de pressão e inércia e a carga de montagem das bronzinas. As tensões nos furos de lubrificação são afetadas pelas mesmas cargas das regiões externas dos mancais. Essas regiões críticas nos mancais são apresentadas na Figura 104, Figura 107 e Figura 108.

5.5 CRITÉRIO DE COULOMB-MOHR

Foram calculadas as tensões equivalentes e os coeficientes de segurança (CS) para o critério de Coulomb-Mohr em todos os 16 casos de carregamento considerados. Serão analisadas a seguir as regiões críticas determinadas na seção anterior.

Em todas as análises a legenda foi mantida constante e a escala de cores foi estabelecida até 5,0, e acima desse valor as regiões são cinzas. As áreas em vermelho possuem um CS menor que 1,0 e as áreas em laranja um CS entre 1,0 e 1,5.

Para facilitar a apresentação e análise dos resultados dos coeficientes de segurança, optou-se por dividir as áreas críticas na parte superior e inferior do bloco. Essa divisão é baseada nos carregamentos que cada parte é majoritariamente exposto. No caso das áreas críticas da parte superior, os carregamentos térmicos e de montagem são os principais. Na parte inferior, além dos carregamentos considerados na parte superior, os carregamentos de pressão e inércia têm grande importância.

5.5.1 Parte superior do bloco do motor

Os coeficientes de segurança para a parte superior do bloco são similares para todos os casos de carregamento, visto que as cargas térmicas e de montagem são constantes em todas as análises.

Na Figura 110 são apresentados os CS para as faces externas das nervuras da parte superior dos cilindros. Observando apenas as regiões externas, nota-se que as nervuras nos cilindros 2 e 3 apresentam os menores coeficientes de segurança nessa região (Figura 111).

Figura 110 – Coeficientes de segurança para a parte superior do bloco

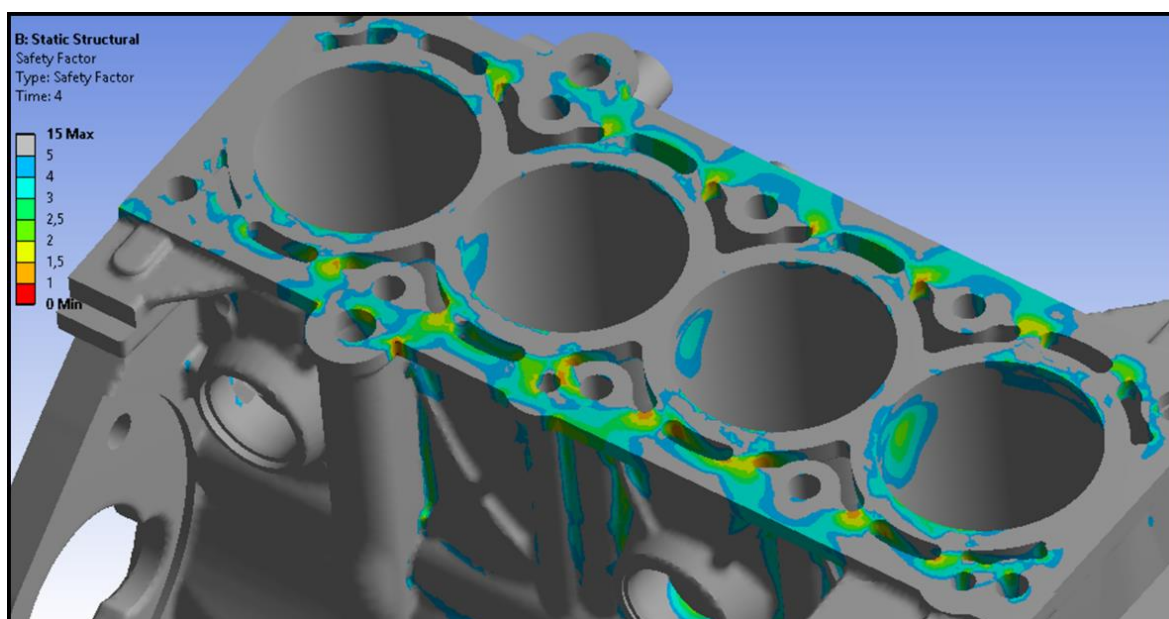
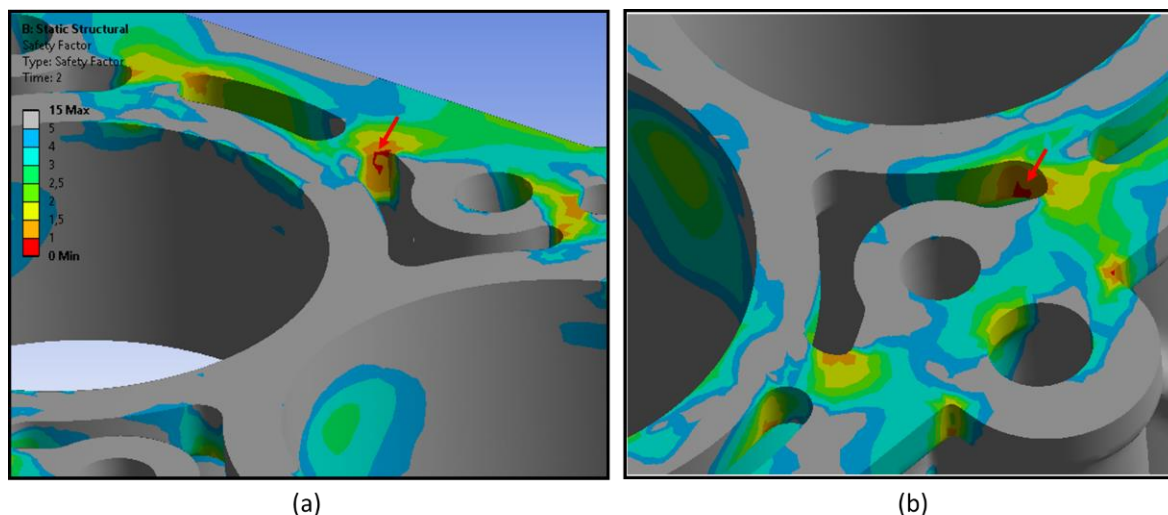
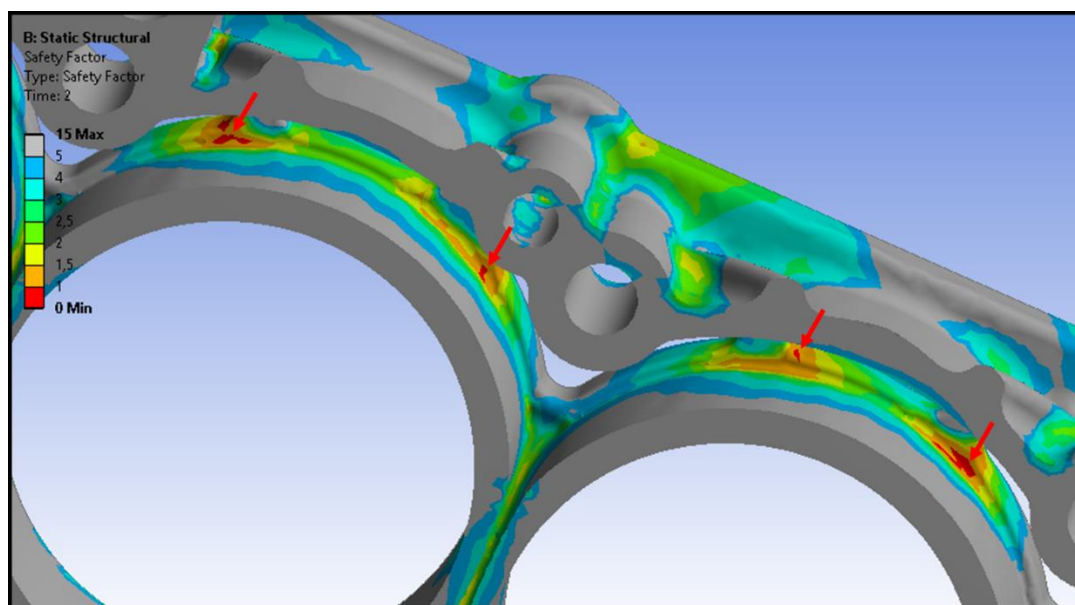


Figura 111 – Coeficientes de segurança para as nervuras nos cilindros 2 e 3



Na Figura 112 são apresentadas as faces internas das nervuras (voltadas para a camisa d'água) com os coeficientes de segurança calculados.

Figura 112 – Coeficientes de segurança para as faces internas das nervuras nos cilindros 2 e 3



Nas figuras apresentadas acima as setas destacam as regiões com CS menor que 1,0. Algumas dessas regiões são pequenas e localizadas em arestas, outras são maiores e se estendem além das arestas. Outras regiões que merecem destaque na análise são as regiões com CS menor que 1,5, essas regiões também apresentam risco de falha.

Ainda na parte superior do motor, na Figura 113 e Figura 114 são apresentados os coeficientes de segurança em relação às regiões próximas das roscas para fixação do cabeçote no bloco. Como pode ser observado na Figura 113 e Figura 114 não há regiões com CS abaixo

de 1,0 e as regiões abaixo de 1,5 são pequenas e na média apresentam coeficientes próximos de 1,3. Outro fato que deve ser considerado é que a carga de montagem é o principal carregamento nessa área e essa está superestimada, pois não foi considerada a plastificação nos parafusos.

Figura 113 – Coeficientes de segurança para as bases dos alojamentos dos parafusos do cabeçote lado da admissão

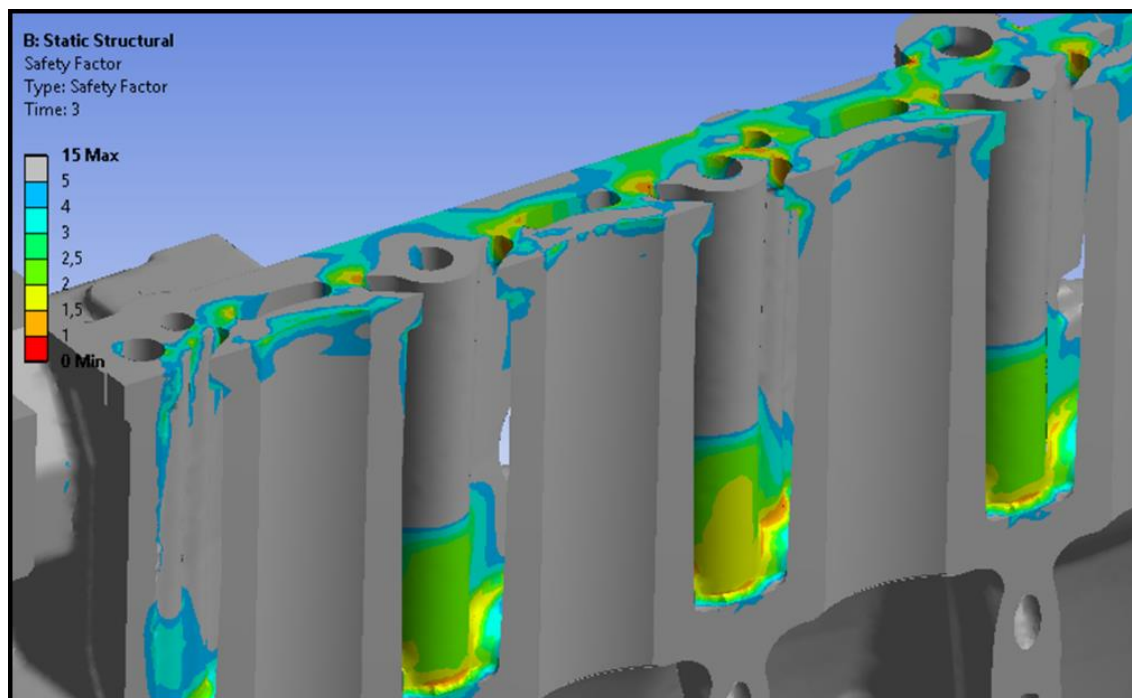
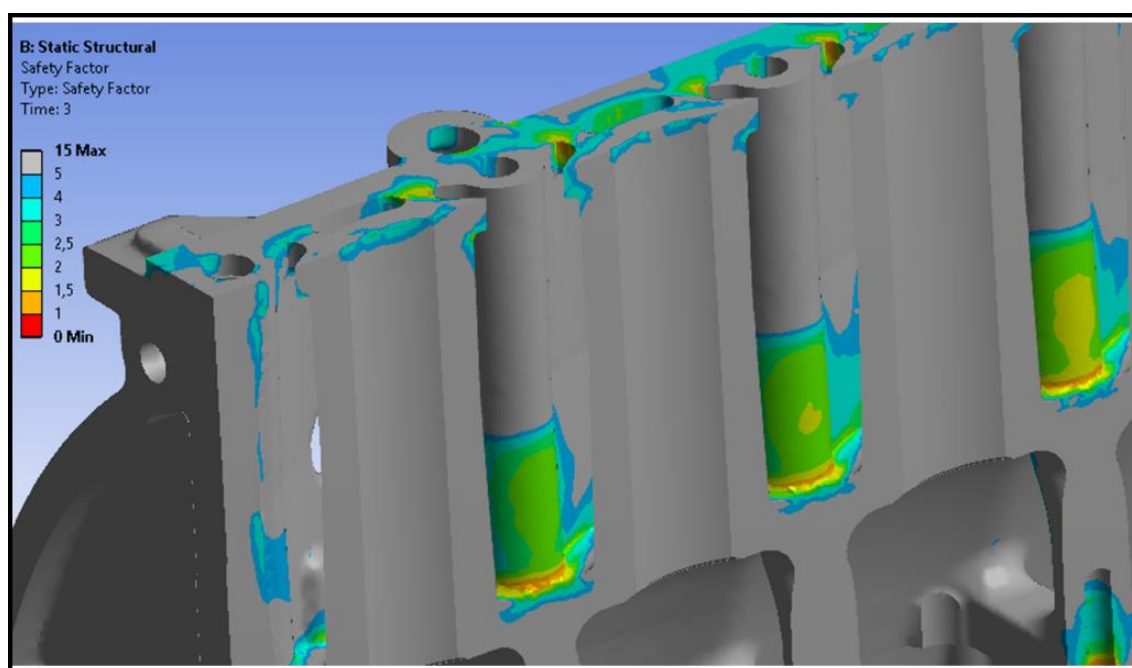


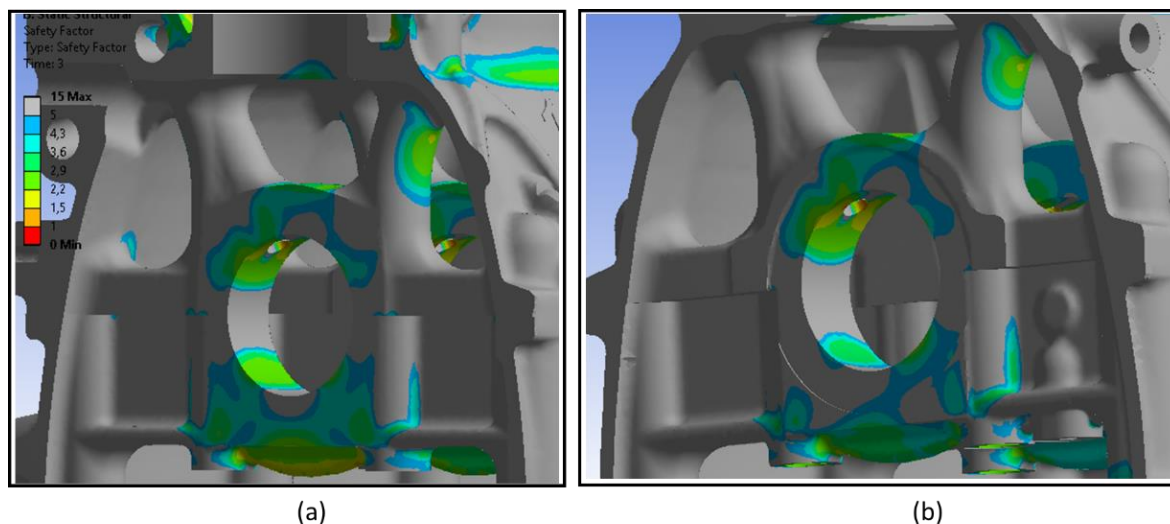
Figura 114 – Coeficientes de segurança para as bases dos alojamentos dos parafusos do cabeçote lado da exaustão



5.5.2 Parte inferior do bloco do motor

Na Figura 115 são apresentados os coeficientes de segurança para as regiões próximas da ligação dos suportes dos mancais à base dos cilindros. Na Figura 115 (a) são apresentados os CS considerando o carregamento de máxima carga vertical de pressão no mancal 3 e em (b) foi considerado a máxima carga lateral direita também no mancal 3.

Figura 115 – Coeficientes de segurança para o mancal 3 sob os carregamentos VP3 e LD3



Para a análise dos coeficientes de segurança nos mancais, são apresentados na Figura 116, Figura 117 e Figura 118 seis casos de carregamento críticos nos mancais 1, 2 e 3. São apresentados para os três mancais em (a) as cargas máximas verticais de pressão e em (b) as cargas verticais máximas de inércia. Devido a aproximada simetria de carregamento dos mancais optou-se por apresentar apenas os primeiros três mancais.

Figura 116 – Coeficientes de segurança para o mancal 1 sob os carregamentos VP1 e VI1

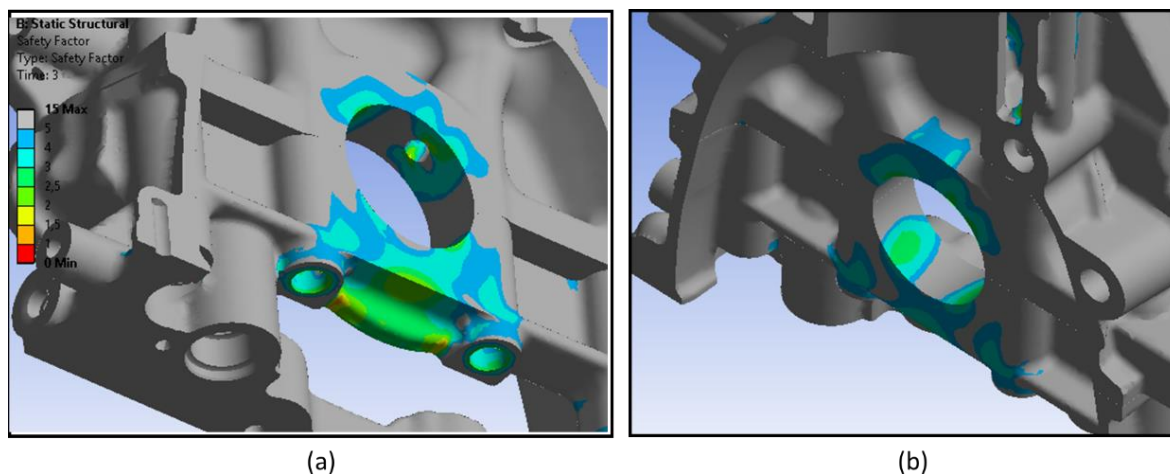


Figura 117 – Coeficientes de segurança para o mancal 2 sob os carregamentos VP2 e VI2

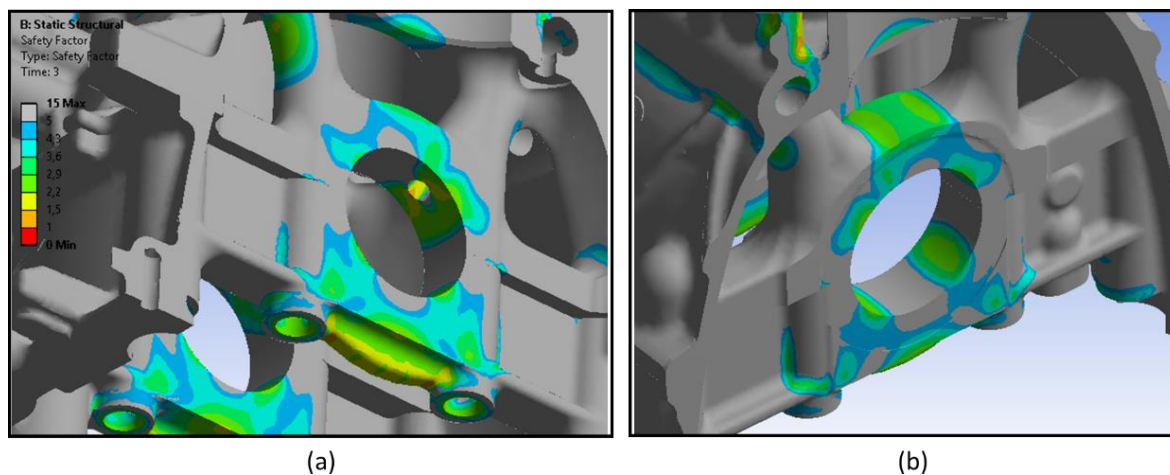
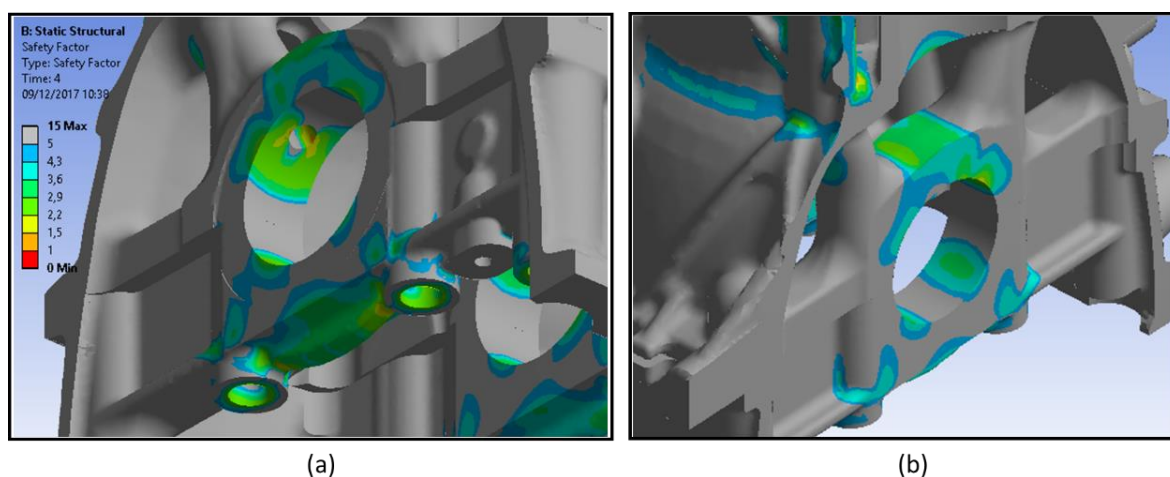
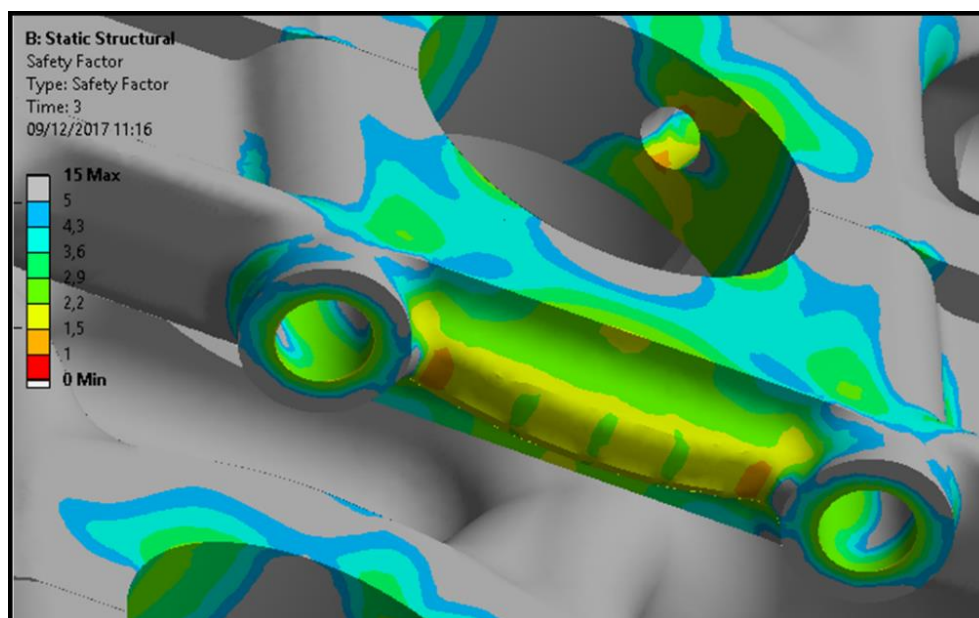


Figura 118 – Coeficientes de segurança para o mancal 3 sob os carregamentos VP3 e V3.



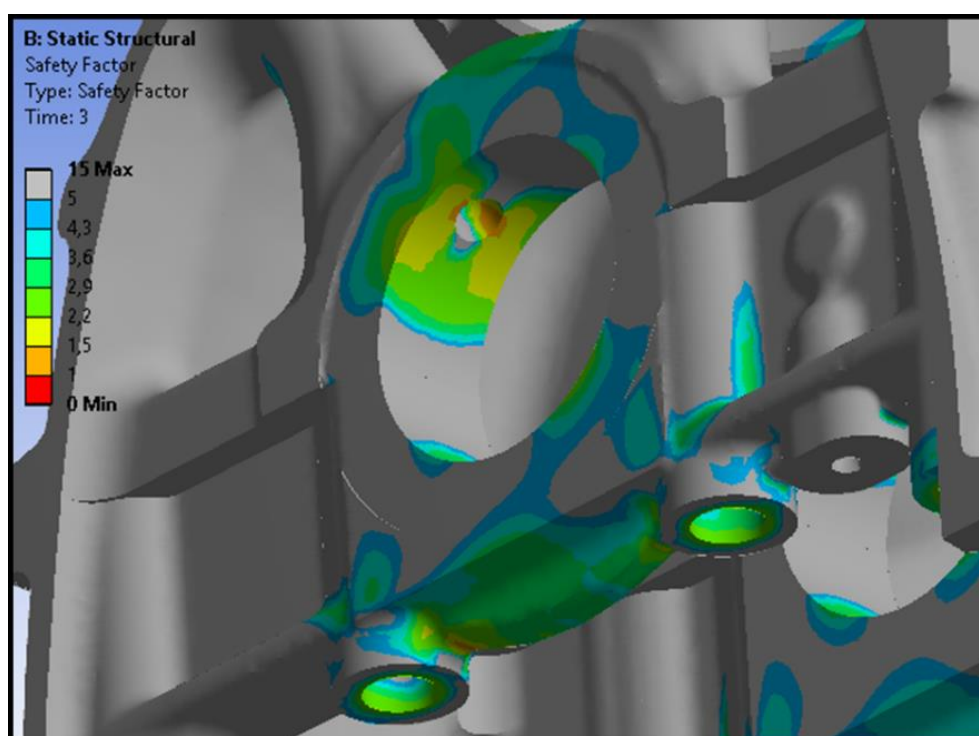
Observando os valores dos coeficientes de segurança nos casos críticos de cada mancal, percebe-se que o mancal 2 possui os menores coeficientes. Contudo, os três mancais apresentam, para o caso das cargas verticais de pressão, áreas com coeficientes de segurança menores que 1,5. Essas regiões são localizadas na parte inferior do mancal próximo aos alojamentos dos furos (Figura 119).

Figura 119 – Coeficientes de segurança para a parte inferior do mancal 2 sob o carregamento VP2 .



Em relação às regiões próximas dos furos de lubrificação, essas podem ser observadas também na Figura 116, Figura 117 e Figura 118 (a). Nos mancais 2 e 3 (mancal 1 possui maior rigidez), houveram áreas próximas ao furo com coeficientes menores que 1,5. Um caso de carregamento crítico para as áreas próximas ao furo de lubrificação é a carga máxima lateral esquerda para o mancal 3 (Figura 120). Entretanto, mesmo considerando esse carregamento não há áreas com CS abaixo de 1,0.

Figura 120 – Coeficientes de segurança para o furo de lubrificação do mancal 3 sob o carregamento LD3.



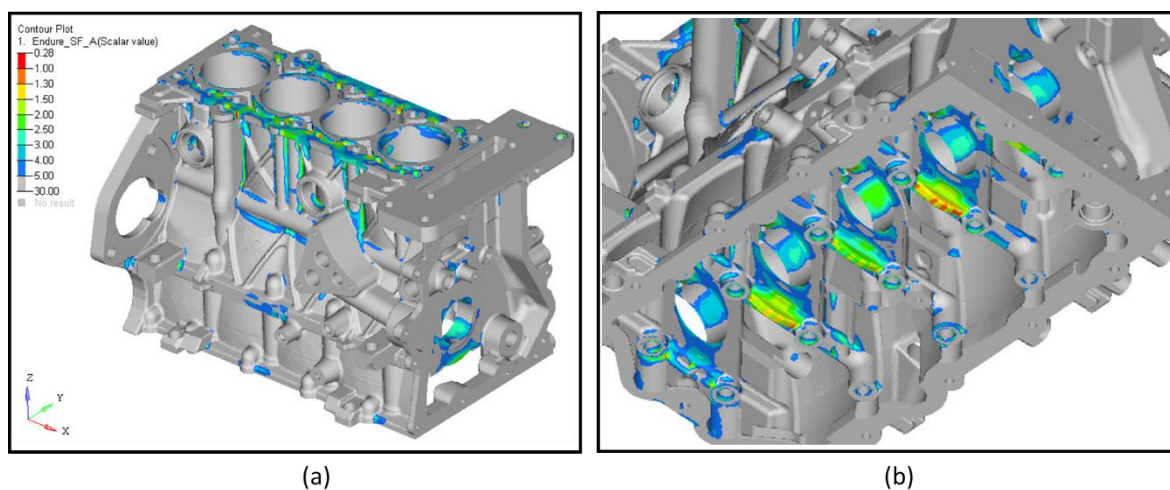
A análise por critérios de falha estáticos nas regiões críticas da parte inferior é importante para confirmação das áreas críticas e pode ser uma alternativa quando a análise por fadiga não for possível. Contudo, pela característica cíclica dos carregamentos nos mancais uma análise pelo critério de fadiga para essas regiões é preferível.

5.6 CRITÉRIO DE FADIGA

Com base nos 16 casos de carregamento, foram calculados os coeficientes de segurança à fadiga para o bloco do motor. Em todas as análises a legenda foi mantida constante e sua escala de cores foi estabelecida até 5,0, e acima desse valor as regiões são cinzas. As áreas em vermelho possuem um CS menor que 1,0 e as áreas em laranja um CS entre 1,0 e 1,3. Para esses dois grupos de regiões, maior atenção será necessária para analisar a sua integridade estrutural.

Na Figura 121 são apresentadas uma visão geral superior (a) e inferior (b) dos coeficientes de segurança para o bloco e sub-bloco.

Figura 121 – Visão geral dos coeficientes de segurança à fadiga para o bloco



Especial enfoque será dado as regiões críticas da parte inferior do bloco, pois são nas regiões inferiores do bloco que ocorre a maior influência dos carregamentos cíclicos de pressão e inércia. Na Figura 122 até Figura 126 (a) são apresentados os coeficientes de segurança à fadiga para os mancais 1 até 5, respectivamente. Detalhes da região inferior dos mancais e do furo de lubrificação são apresentados nas figuras em (b).

Figura 122 – Coeficientes de segurança para o mancal 1

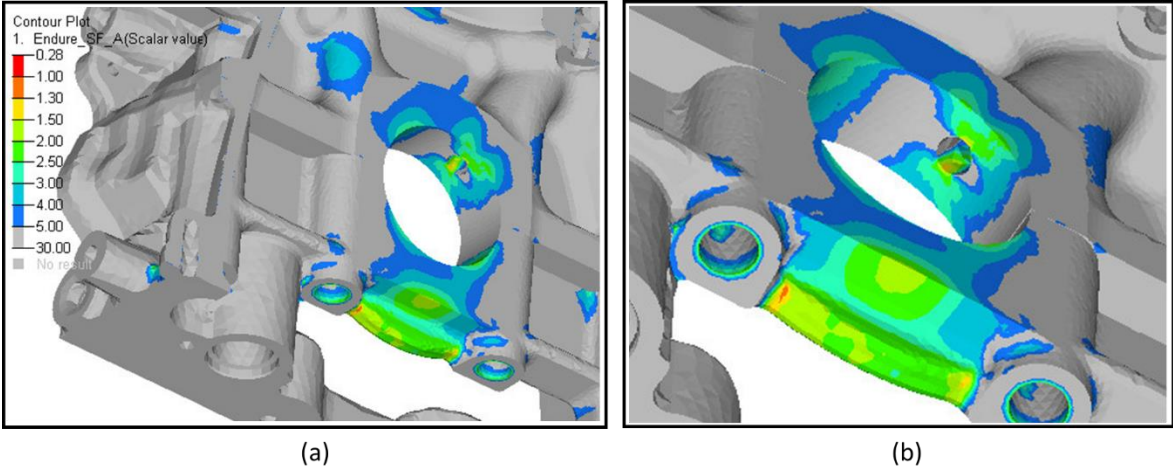


Figura 123 – Coeficientes de segurança para o mancal 2

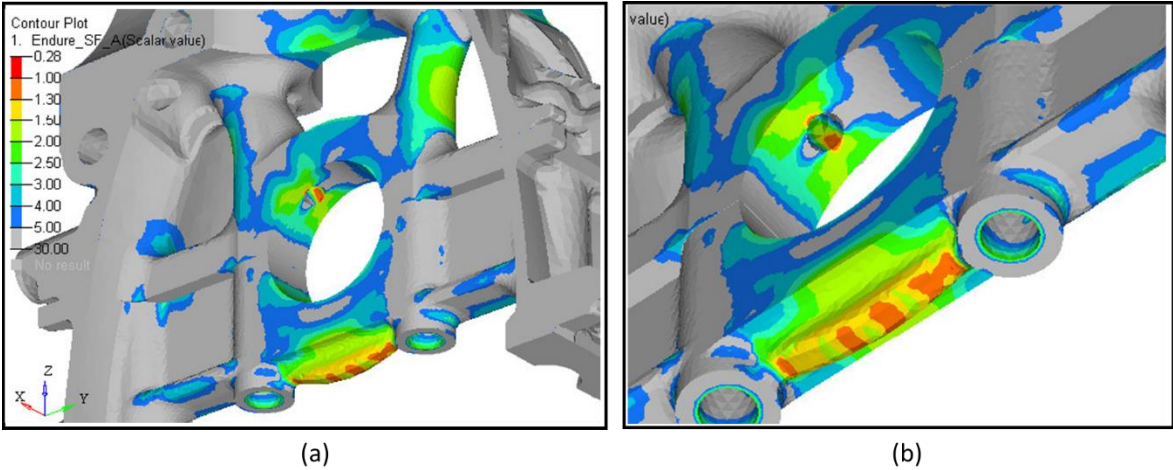


Figura 124 – Coeficientes de segurança para o mancal 3

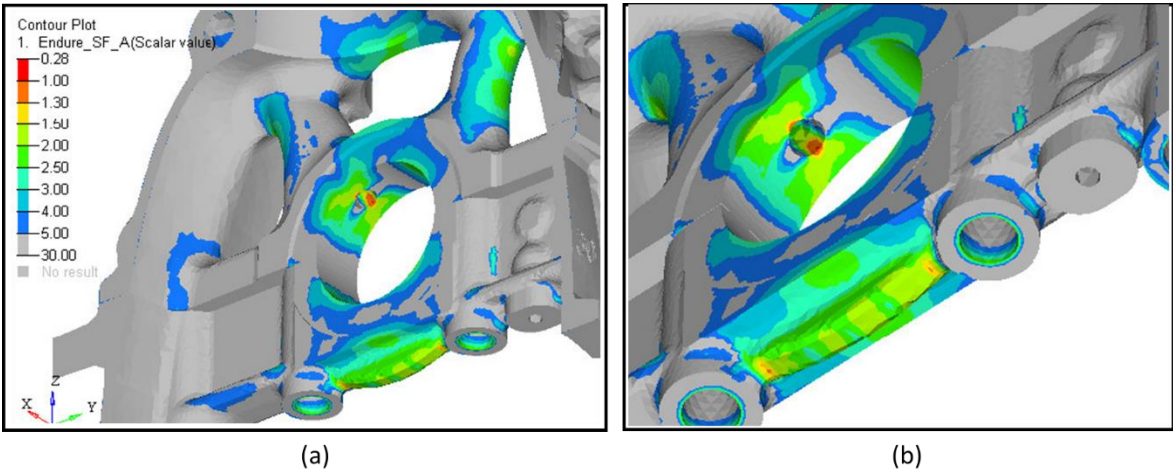


Figura 125 – Coeficientes de segurança para o mancal 4

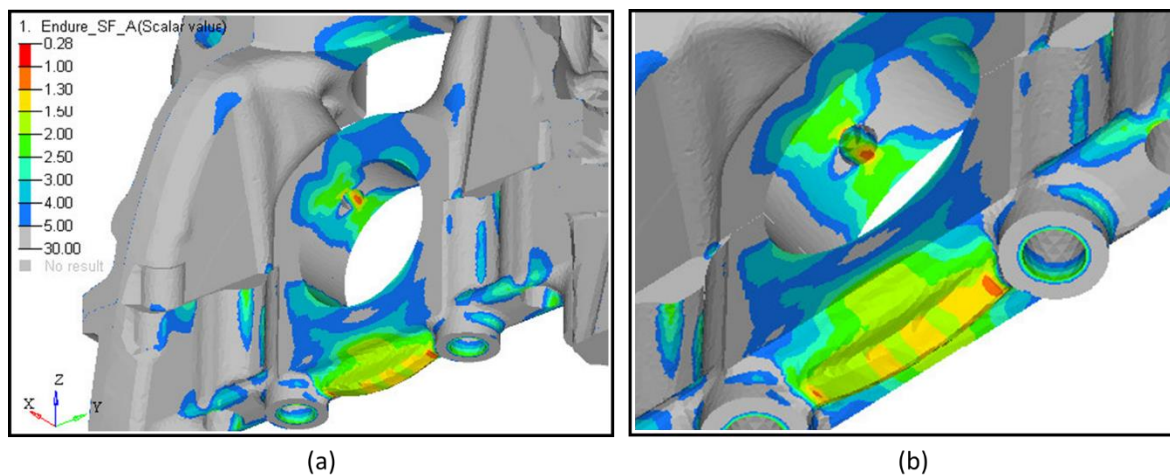
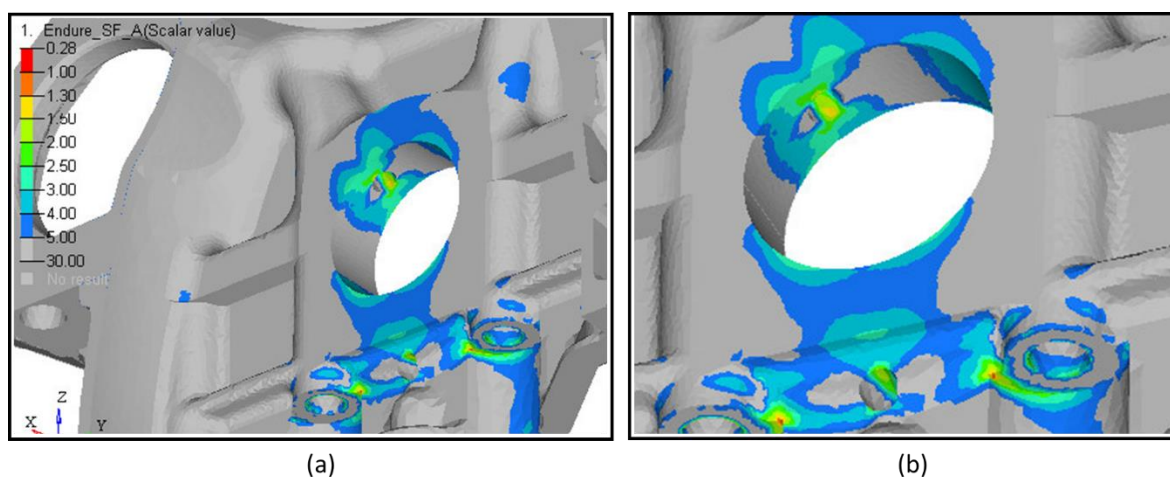


Figura 126 – Coeficientes de segurança para o mancal 5



Observando as figuras acima percebe-se que o mancal 2 possui os menores coeficientes de segurança na parte inferior. O mancal 4 é exposto a cargas similares ao mancal 2, entretanto devido a sua construção (paredes laterais), esse mancal apresenta CS maiores. Os mancais 1 e 5 apresentam os maiores coeficientes de segurança devido a sua localização nas paredes do bloco. O mancal 3 possui uma construção geométrica similar à do mancal 2, entretanto apresenta CS maiores, pois é exposto a cargas menores.

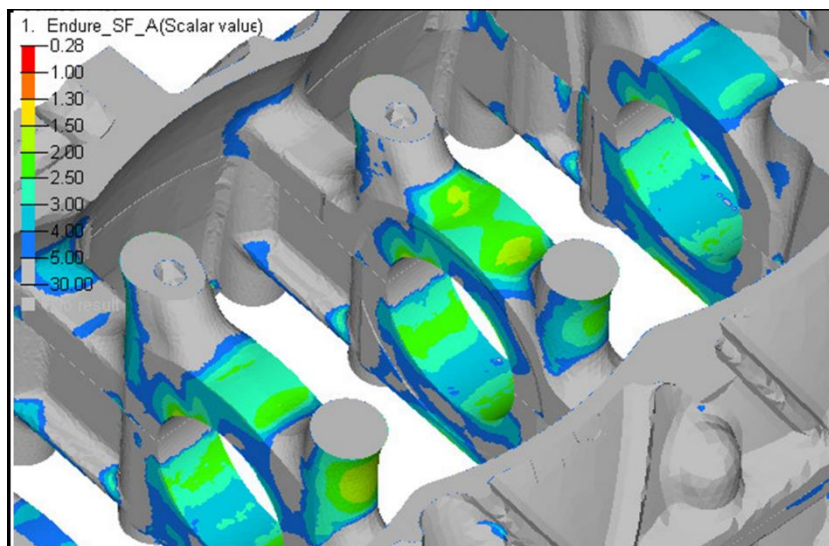
Quando observado em detalhe os coeficientes de segurança da região inferior do mancal 2 (Figura 123 (b)), nota-se que existem áreas com CS menor que 1,3, em especial nas regiões próximas ao alojamento do parafuso (essas áreas também foram identificadas como críticas no critério estático). As áreas com CS menor que 1,3 apresentam risco de falha para o componente, logo é importante analisar com mais detalhe as cargas, a rigidez e as condições de contorno nessas regiões.

Considerando a metodologia utilizada para os cálculos e a forma de aplicação das cargas, espera-se que essas não impliquem em diferenças dos resultados no mancal 2. Quando observado de forma isolada o mancal, pode-se considerar sua rigidez bem próxima do real (geometria CAD), entretanto quando observado o conjunto mancais e virabrequim, percebe-se que na metodologia foram considerados apenas os efeitos das cargas que o virabrequim implica nos mancais, mas não foi considerado a rigidez adicional que pode ser causada pelo virabrequim. Assim, os coeficientes de segurança nos mancais podem estar subestimados, permitindo uma admissibilidade para regiões com CS menores que 1,3. Outro fator que também contribui para uma elevação das tensões próximas ao alojamento é o tipo de contato *Bonded* considerado entre os mancais e os parafusos. Esse tipo de contato evita um deslocamento relativo que ocorre entre a cabeça do parafuso e o mancal, aumentando de forma não real a rigidez naquela região.

Nos itens (b) da Figura 122 até Figura 126 também são apresentados, com detalhe, os coeficientes de segurança para as regiões próximas dos furos de lubrificação. Os mancais 2, 3 e 4 apresentam áreas com CS menor que 1,3, e os mancais 2 e 3 apresentam ainda pequenas áreas com CS menor que 1,0. Esses dois grupos de regiões também podem ser afetados pela desconsideração da rigidez do virabrequim e pelo fato de estarem situados próximos de arestas onde não foram considerados os raios de arredondamento.

As partes superiores dos mancais são apresentadas de uma forma geral na Figura 127. O mancal 3 apresenta os menores coeficientes de segurança nessa região. Isso ocorre devido as maiores cargas de inércia ocorrerem neste mancal além da ausência de paredes laterais (menor rigidez). Entretanto, todas as áreas apresentam CS maior que 1,5.

Figura 127 – Coeficientes de segurança para a parte superior dos mancais



6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Para a realização deste trabalho adotou-se uma metodologia que aborda a análise de bloco de motores. Foram levados em consideração os cálculos das cargas de mancais, a seleção de casos de carregamento, as análises de tensão e deformação e a aplicação de critérios de falha. Desse modo, tornou-se possível alcançar um ponto de equilíbrio que balanceia o custo computacional e a acurácia do modelo. Para que fosse viável a redução do custo computacional, foram aplicadas duas metodologias: a utilização de um modelo híbrido para o cálculo das cargas nos mancais e a seleção de casos de carregamento com equivalência.

No modelo híbrido, foram realizadas simulações FEA com o virabrequim e os resultados alimentaram o modelo analítico, a partir do qual foi possível a determinação das cargas em todo o ciclo e em várias rotações críticas. Os resultados do modelo híbrido foram validados em relação a resultados de uma simulação dinâmica de múltiplos corpos (MBS) com o software AVL EXCITE™. Comparando as cargas verticais calculadas e os resultados da simulação MBS, verificou-se que o modelo apresentou erros que variaram de 0,46 a 5,95 %, considerados baixos quando comparados aos erros de outros modelos analíticos ou semianalíticos.

A metodologia utilizada para seleção dos casos de carregamento se mostrou eficiente na redução do número de casos simulados, que apesar da quantidade reduzida, não afetou o comportamento esperado para as tensões e a resistência a fadiga.

Em relação ao caso de estudo do motor Etorq EVO 1.6l sobrealimentado, foram calculadas as cargas nos mancais principais em todo o ciclo (720°) para as rotações em estudo. Com os valores das forças e a aplicação da metodologia, foram selecionados 22 casos de carregamento que posteriormente foram reduzidos para 16 por meio de equivalências. Essa redução impactou diretamente no custo computacional para a análise das tensões.

O *software* ANSYS® foi utilizado no cálculo das tensões do bloco do motor a partir de simulações FEA. Nessas simulações, foram considerados o modelo CAD, as curvas de pressão, o mapa térmico advindo de uma simulação CFD, e as cargas nos mancais para os 16 casos de carregamento selecionados. Os casos de carregamento foram divididos em passos em diferentes simulações.

Com base nos resultados das tensões, realizou-se um estudo do comportamento das tensões nos componentes acoplados ao bloco, onde foram feitas conclusões sobre o regime elástico ou plástico das deformações desses componentes. Destacou-se o regime plástico no

parafuso de fixação do cabeçote e em pequenas regiões da bronzina próximas as arestas internas. A partir dos valores das tensões principais máximas e mínimas, foram realizados estudos da distribuição de tensões no bloco para os diferentes tipos de carregamento. Com esses estudos, foi possível uma maior compreensão dos efeitos de cada carregamento sob a estrutura do bloco, além da identificação de áreas críticas. Essas áreas foram identificadas como sendo as regiões próximas de: nervuras na parte superior dos cilindros, base dos alojamentos dos parafusos do cabeçote, estrutura de suporte dos mancais, região externa na parte inferior e superior dos mancais, e furos de lubrificação dos mancais.

Para que fosse possível atestar sobre a integridade estrutural do bloco frente aos carregamentos, foram utilizados dois critérios de falha: Coulomb-Mohr para materiais frágeis (estático) e fadiga (dinâmico). Quando aplicado o critério estático, na parte superior do bloco ocorreram regiões com coeficientes de segurança (CS) menores que 1,3 e menores que 1,0, o que indica que uma análise mais detalhada nessas regiões é necessária para analisar a integridade. Para a parte inferior do bloco (regiões próximas aos mancais) o critério de fadiga foi utilizado. As áreas críticas da parte inferior do mancal e do furo de lubrificação apresentaram regiões com CS menor que 1,3 e pequenas regiões com CS menor que 1,0 (apenas em alguns furos de lubrificação). Essas regiões apresentaram coeficientes de segurança que indicam risco de falha, mas por outro lado os valores dos CS podem estar subestimados pela não consideração da rigidez do virabrequim na interação com os mancais. Assim, simulações com mais detalhes (além da fase inicial de projeto) devem ser realizadas para avaliar melhor essas regiões.

Com base nas considerações feitas a partir dos resultados obtidos, pode-se dizer que para a fase inicial do projeto de adequação do motor EtorQ EVO 1.6l, a estrutura atual do bloco e sub-bloco na sua maioria está adequada às novas cargas advindas da sobrealimentação. Contudo, devem ser realizadas análises mais detalhadas para se concluir sobre a integridade de três regiões críticas: as partes superiores dos cilindros, os furos de lubrificação e a parte inferior dos mancais.

Em suma, as metodologias propostas tanto para o cálculo das cargas nos mancais, quanto para a escolha e aplicação dos casos de carregamento, atingiram o objetivo de propor um equilíbrio com custo computacional e acurácia moderados. A metodologia utilizada se mostrou uma boa opção para fases iniciais de projeto, onde geralmente se há pouca informação disponível e nem todas as geometrias CAD são definitivas.

6.1 TRABALHOS FUTUROS

Como recomendação de trabalhos futuros, sugere-se a melhoria do modelo para cálculo das cargas nos mancais, por meio das seguintes modificações:

- Uso de um método mais detalhado para o cálculo das forças de inércia do sistema biela-manivela.
- Inclusão de um modelo para acoplamento hidrodinâmico do virabrequim e o bloco (mancais).
- Aplicar o modelo hidrodinâmico nas simulações FEA para cálculo das matrizes dos coeficientes de influência.
- Estudo mais detalhado das influências das folgas dos mancais nas matrizes CI.

Em relação à metodologia para seleção e aplicação dos casos de carregamento, sugere-se um estudo do efeito da quantidade de casos selecionados nos resultados de fadiga.

Realização de um estudo para verificar a adequabilidade das cargas axiais dos parafusos no motor sobrealimentado.

Para melhor conclusão do estudo de caso sobre a integridade do bloco, sugere-se a realização de análises mais detalhadas nas regiões críticas destacadas.

Realizar uma análise comparativa do motor EtorQ EVO 1.6l entre a versão sobrealimentada e normalmente aspirada, em relação as cargas e os níveis de tensão.

REFERÊNCIAS

- AKIN, J. E. **Finite elements for analyses and design**. London: Academic press, 1994.
- ALVES, L. O. F. T. **Simulação CHT e estudo paramétrico do cabeçote utilizado no motor EtorQ 1.6**. Recife, 2018.
- ANSYS®. **Mechanical, Release 17.2, Help System, Mechanical User's Guide, ANSYS, Inc.**, 2017.
- ATKINS, J. M.; KOCH, C. R. A Well-to-Wheel Comparison of Several Powertrain Technologies. **SAE World Congress Detroit**, Março 2003.
- BALASUBRAMANIAN, B.; SVOBODA, M.; WALTER, B. Structural optimization of I.C. engines subjected to mechanical and thermal loads. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, North-Holland, v. 89, p. 337-360, 1991.
- BATHE, K.-J. **Finite element procedures**. 2. ed. Watertown: K. J. Bathhe, 2014.
- BATHIAS, C.; PINEAU, A. **Fatigue of material and structure: Fundamentals**. London: ISTE, 2010.
- BATHIAS, C.; PINEAU, A. **Fatigue of materials and structures: Application to Design and Damage**. London: ISTE, 2011.
- BELLAKHDHAR, ; DOGUI, A.; LIGIER, J.-L. A simplified coupled crankshaft–engine block model. **Comptes Rendus Mecanique**, v. 341, p. 743-754, 2013.
- BELLAKHDHAR, B.; DOGUI, A.; LIGIER, J. L. Main Bearing Stiffness Investigation. **International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**, v. 5, 2011.
- BOFF, C. R. **Metodologia de análise de blocos de motores: Aplicação a Blocos de Motores Diesel em Ferro Fundido Vermicular**. Florianópolis, 2003.
- BRANCO, C. M.; ROSA, L. G. **Advances in Fatigue Science and Techhnology**. Porto: Kluwer Academic Publishers, 1989.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 3. ed. São Paulo: Blucher, v. I, 2012.
- CHO, M.-R. et al. Load Characteristics of Engine Main Bearing" Comparison Between Theory and Experiment. **KSME International Journal**, v. 16, p. 1095-1101, 2002.

CHRISTENSEN, R. M. **The theory of materials failure**. 1. ed. Oxford: Oxford University Press, 2013.

CHYUAN, S.-W. Finite element simulation of a twin-cam 16-valve cylinder. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 35, p. 199-212, 2000.

CLOUGH, R. W. The finite elemento in plane stress analysis. **Proc. 2nd ASCE Conf. on electronic computation** , Pittsburggh, Setembro 1960.

CORNFORTH, J. W. Finite Element Analysis of Engines. **MATERIALS & DESIGN**, v. 5, Janeiro 1985.

DHARAN, R. et al. Design and Development of Cylinder Block for High Power Density Diesel Engine using CAE/CFD Tools for a Tractor Engine with Integrated Approach. **SAE International**, 2013.

ETEMAD, S.; STEIN, C. F.; ERIKSSON, S. Heat Transfer Analysis and Cycle Averaged Heat Flux Prediction by Means of CFD and its Validation for an IC-Engine. **SAE International**, 2005.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **A first course in finite elements**. 1. ed. Wat Sussex: John Wiley & Sons, 2007.

FONTANESI, S.; GIACOPINI, M. Multiphase CFDeCHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 52, p. 293-303, 2013.

GAIER, C.; DANNBAUER,. Fatigue analysis of multiaxially loaded components with the FE-postprocessor FEMFAT- MAX. **Multiaxial/Biaxial Fatigue and Fracture**, Kidlington, v. 31, p. 223-240, Junho 2003.

GAIER, C.; STEINWENDER, G.; DANNBAUER, H. FEMFAT-MAX: A FE-Postprocessor for Fatigue Analysis of Multiaxially Loaded Components. **NAFEMS Seminar: Fatigue Analysis**, Novembro 2000.

GALINDO, E.; VALDÉS, M.; LÓPEZ, J. M. Advanced design for crankshafts and sliding bearings in reciprocating engines. **Cojinetes de Frticcion**, 1996.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 2. ed. New Delhi: Tata Mcgraw-Hill, 2003.

GERVÁSIO, D. T. **Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna**. Recife, 2017.

GROSS, W.; HUSSMANN, A. Forces in the Main Bearings of Multicylinder Engines. **SAE International**, Fevereiro 1966.

GUI, et al. Systematical Analysis Method for the Mechanical Behaviors of Crankshaft-Bearing System. **Journal of Tribology**, v. 139, Março 2017.

GUPTA, H. N. **Fundamentals of internal combustion engines**. New Delhi: PHI Learning, 2006.

HEATH, A. R.; MCNAMARA, P. M. Crankshaft Stress Analysis - Combination of Finite Element and Classical Analysis Techniques. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 112, Julho 1990.

HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion Engine Fundamentals**. New York: McGraw Hill, 1988.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: Mecânica para Engenharia**. 12. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

HIERETH, ; PRENNINGER, P. **Charging the Internal Combustion Engine: Powertrain**. New York: Springer, 2003.

HIRANI, H.; ATHRE, K.; BISWAS, S. A Hybrid Solution Scheme for Performance Evaluation of Crankshaft Bearings. **Journal of Tribology**, v. 122, Outubro 2000.

HOUNTALAS, D. T. et al. Recovering energy from the diesel engine exhaust using mechanical and electrical turbocompounding. **SAE International**, Janeiro 2007.

HUTTON, D. V. **Fundamentals of Finite Element Analysis**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 2003.

JAHANGIRIAN, S. et al. A Multi-Physics 3D Modeling Methodology for Multi-Cylinder Diesel Engine Thermal Management and Fatigue Life Prediction. **SAE International**, Abril 2015.

JUVINALL, R. C.; MARSHER, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KIM, N.-H.; SANKAR, V. **Introduction to finite element analysis and design**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2009.

KURIBARA, H. et al. Establishment of Prediction Technology of Fatigue Strength in Roots of Internal Thread for Crankcase Assembly and Application in Product Development. **Honda R&D Technical Review**, v. 22, p. 215-221, Outubro 2010.

KUROWSKI, P. M. **Finite element analysis for design engineers**. 1. ed. Warrendale: SAE International, 2004.

LIST, H. **Charging the internal combustion engine**. Austria: Springer Wien, 2007.

LONDHE, ; YADAV, ; MULEMANE,. A Multi-disciplinary Approach for Evaluating Strength of Engine Cylinder Head and Crankcase Assembly under Thermo-Structural Loads. **SAE International**, 2009.

MAGNA POWERTRAIN INC. **FEMFAT User's Manual Ver. 5.1**, 2016a.

MAGNA POWERTRAIN INC. **Multiaxial Fatigue Analysis: FEMFAT max**, Catálogo, 2016 b.

MAHMOUDI, A. ; KHAZAEI, I.; GHAZIKHANI, M. Simulating the effects of turbocharging on the emission levels of a gasoline engine. **Alexandria Engineering Journal**, v. 56, p. 737-748, Dezembro 2017.

MANSON, S. S.; HALFORD, G. R. **Fatigue and Durability of Structural Materials**. Ohio: ASM, 2206.

MARTHA, L. F. Ftool: A Graphical-Interactive Program for Teaching Structural Behavior, Rio de Janeiro, 2002. Disponível em: <<https://www.alis-sol.com.br/Ftool/>>. Acesso em: 15 jun. 2017.

MARTIN, F. A. Developments in engine bearing design. **Tribology International**, 1983.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. Porto: Publindustria, 2006.

MENDES, A. ; KANPOLAT, ; RAUSCHEN,. Crankcase and Crankshaft Coupled Structural Analysis Based on Hybrid Dynamic Simulation. **SAE International**, 2013.

MOURELATOS, Z. An Analytical Investigation of the Crankshaft-Flywheel Bending Vibrations for a V6 Engine. **SAE International**, Maio 1995.

MOURELATOS, Z. P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines. **Computers and Structures**, v. 79, p. 2009-2027, 2001.

NARASIAH, G. L. **Finite Element Analysis**. Hyderabad: BS Publications, 2008.

NIKOLIC, N.; TOROVIC, T.; ANTONIC, Z. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings. **Mechanism and Machine Theory**, v. 58, p. 120-136, 2012.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. 4. ed. São Paulo: Bookman, 2013.

PARIKYAN, T.; RESCH, T. Statically indeterminate main bearing load calculation in frequency domain for usage in early concept phase. **Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference**, Vancouver, Setembro 2012.

RAO , D.; M, A. R.; RAMA, B. B. **Computer Aided Analysis and Design of Machine Elements**. 2. ed. New Delhi: NEW AGE, 2000.

RAO, S. S. **The Finite Element Method in Engineering**. 5. ed. Burlington: Elsevier, 2011.

ROSA, E. **Análise de resistência mecânica**: mecânica da fratura e fadiga. Florianópolis: UFSC, 2002.

SAE INTERNATIONAL. **Internal combustion engine Handbook**: basics, components, systems, and perspectives, 2004.

SCHIJVE, J. **Fatigue of structure and materials**. 2. ed. Dordrecht: Springer, 2009.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STANLEY, R.; TARAHA, D. A Characteristic Parameter to Estimate the Optimum Counterweight Mass of Symmetric In-Line Engines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 126, p. 645-655, Julho 2004.

STEPHENSON,. Engine Downsizing - An Analysis Perspective. **SIMULIA Customer Conference**, 2009.

SUN, J.; CAI, X.; LIU, L. Research on the Effect of Whole Cylinder Block on EHL Performance of Main Bearings Considering Crankshaft Deformation for Internal Combustion Engine. **Journal of Tribology**, v. 132, outubro 2010.

SUN, J.; GUI, C.-L.; WANG, Z.-H. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power of a crankshaft bearing with a rough surface considering crankshaft deformation. **Proc. IMechE: J. Automobile Engineering**, v. 222, p. 2404-2414, 2008.

SUN, J.; WANG, J.; GUI, C. Whole crankshaft beam-element finite-element method for calculating crankshaft deformation and bearing load of an engine. **Proc. IMechE: J. Engineering Tribology**, v. 224, p. 299-303, 2009.

TAYLOR, F. **The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice**. 2. ed. New York: MIT Press, 1985.

TIMONSHENKO, S. P.; GERE, J. E. **Mecânica dos sólidos**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, v. 1, 1983.

TINAUT, F. et al. A Method to Determine the Two Components of the Crankshaft Load on a Bearing Cap in Firing Engines. **SAE International**, Janeiro 2000.

VIJAYARAJA, S. V.; VIJAYARAGAVAN, S. Finite Element Analysis of criticals components of the 2.6l gasoline engine. **AVTEC**, 2016.

WATSON, N.; JANOTA, M. S. **Turbocharging the internal combustion engine**. 1. ed. London: Palgrave Macmillan, 1982.

ZIENKIEWIEZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The finite element method**. 5. ed. Oxford: Butterworh-Heinemann, v. I, 2000.